

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
И ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСКИЙ КОТЛОТУРБИННЫЙ ИНСТИТУТ
им. И. И. ПОЛЗУНОВА
(ЦКТИ)

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

(НОРМАТИВНЫЙ МЕТОД)

ИЗДАНИЕ ТРЕТЬЕ

ПОД РЕДАКЦИЕЙ С. И. МОЧАНА



ЭНЕРГИЯ, ЛЕНИНГРАД, 1977

А99

Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). Под ред. С. И. Мочана. Изд. 3-е. Л., «Энергия», 1977.

256 с. с ил.

Настоящая книга является третьим изданием нормативного метода (первое и второе издания опубликованы в 1961 и 1964 г.); она содержит новый материал, связанный с изменением ряда расчетных рекомендаций, с появлением новых узлов газовоздушного тракта и новых типоразмеров оборудования.

Книга содержит указания по методике расчета сопротивления газовоздушных трактов котельных установок и выбора тягодутьевых машин, а также рекомендации по рациональному проектированию трактов.

Книга предназначена для инженерно-технических работников котлостроительных заводов, электростанций, проектных и наладочных организаций, а также для преподавателей и студентов вузов.

А $\frac{30303-127}{051(01)-77}$ 32-77

6П2.22

ПРЕДИСЛОВИЕ

Значительный рост мощностей котельных агрегатов, повышение требований к их техническому уровню определяют необходимость постоянного совершенствования методов их расчета и проектирования. За время, прошедшее после первого и второго изданий Нормативного метода (1961, 1964 гг.), некоторые характеристики, конструкции и компоновки котельных агрегатов и вспомогательного оборудования существенно изменились. Эти изменения должны найти отражение в расчете и проектировании газовоздушного тракта. В основном изменения и уточнения коснулись следующих вопросов.

Практика освоения котельных агрегатов мощных блоков потребовала пересмотреть указания для выбора коэффициентов запаса тягодутьевых машин с некоторым их увеличением для обеспечения надежной и экономичной работы блоков.

В современных котельных агрегатах нашли применение трубные пучки ранее не применявшихся компоновок, в частности с очень большими поперечными шагами, а также с тесным расположением труб. Методика расчета сопротивления трубных пучков уточнена с учетом этого положения.

Ведется ряд работ по применению в котельных агрегатах интенсифицированных ребристых поверхностей нагрева. Для уточнения методики их расчета выполнена обобщающая обработка данных о сопротивлении оребренных труб и даны новые расчетные формулы.

Даны обобщающие рекомендации для расчета сопротивления набивок регенеративных воздухоподогревателей (РВП).

На основе проведенных за истекший период испытаний котельных агрегатов несколько уточнены значения поправочных коэффициентов к расчетным сопротивлениям поверхностей нагрева.

За прошедшие годы разработаны новые конструкции ряда элементов котельных установок: горелок, золоуловителей, воздухоподогревателей, дымовых труб. Разработаны также новые, более экономичные и мощные тягодутьевые машины, в том числе принципиально новые осевые дымососы и высоконапорные вентиляторы для котлов под наддувом. Новые решения разработаны по компоновке и конструкции узлов газовоздухопроводов, сопротивление которых существенно сказывается на общем падении давления в газовоздушном тракте.

Отдельные разделы Нормативного метода составлены следующими исполнителями (включая авторов, разработавших материалы первого и второго издания).

Формулы для расчета сопротивления поперечно обтекаемых гладкотрубных пучков разработаны С. И. Мочаном, О. Г. Ревзиной и Б. А. Болотиной совместно с В. А. Локшиным и В. Н. Фоминой (Всесоюзный теплотехнический институт им. Ф. Э. Дзержинского — ВТИ), для расчета сопротивления ребристых труб — В. Ф. Юдиным и Л. С. Тохтаровой. Для вывода формул были использованы опытные данные в основном отечественных исследователей, в том числе работников ЦКТИ, ВТИ, КПИ, Института энергетики АН ЛитССР. Рекомендации для учета влияния разброса шагов в тесных шахматных пучках приведены по данным завода имени Орджоникидзе (ЗиО) и ВТИ.

Рекомендации для расчета сопротивления набивок РВП и труб с внутренними интенсификаторами подготовлены В. К. Мигом. Рекомендации для расчета дробепотоочных РВП подготовлены И. И. Федоровым. Рекомендации для расчета мембранных экономайзеров даны по работам В. А. Локшина и И. Д. Лисейкина (ВТИ).

Рекомендации для расчета местных сопротивлений составлены на основе обобщающих работ И. Е. Идельчика и Л. А. Рихтера; методика расчета тройников составлена в основном по работам С. Р. Левина. Расчет местных сопротивлений, данные о которых не приведены в Нормативном методе, следует вести по рекомендациям книг И. Е. Идельчика «Справочник по гидравлическим сопротивлениям» или Л. А. Рихтера «Газовоздушные тракты тепловых электростанций».

Значения поправочных коэффициентов к расчетным сопротивлениям для котлов средней и большой мощности определены С. И. Мочаном, О. Г. Ревзиной и Б. А. Болотиной совместно с В. А. Локшиным и В. Н. Фоминой, а для котлов малой мощности — К. А. Алексеевой. Эти значения выведены на основе результатов промышленных испытаний паровых котлов, полученных в основном в ЦКТИ, ВТИ и на ЗиО.

Параграфы 2-3 и III-Д о расчете и характеристиках золоуловителей подготовлены В. В. Мацевым, В. А. Резником и Е. Ф. Кирпичевым и согласованы с институтом «Гипрогазоочистка». Рекомендации для выбора газораспределительных устройств

электрофильтров и для учета влияния этих устройств на степень улавливания золы разработаны Л. А. Рихтером (Московский энергетический институт — МЭИ). Рекомендации для мокрых золоуловителей приняты по данным ВТИ и Уральского отделения (УО) ОРГРЭС.

Параграф 3-В составлен на основе рекомендаций ВТИ и справочных данных Главсантехмонтажа. Рекомендации для расчета сопротивления горелок подготовлены Д. Н. Ляховским и Д. И. Добронравинной, газомазутных горелок для котлов небольшой мощности — М. И. Сидоровым; учтены опытные данные в основном ЦКТИ. Для вихревых пылеугольных и пылегазовых горелок рекомендации даны в соответствии с ОСТ 24.836.05—72 и 24.030.26—72; для горелок, предназначенных для сжигания экибастузского угля, — по данным ЗиО.

Глава 4 и § III-Ж и III-З разработаны С. И. Мочаном, Л. А. Рихтером и С. П. Невельсоном с участием (рекомендации по компоновке узлов газозовдухопроводов) В. И. Кормилицына (МЭИ), § III-Б — С. И. Мочаном, § III-Е — Л. А. Рихтером с участием (выбор конструктивных характеристик дымовых труб) Е. И. Гаврилова (МЭИ). Указания по применяемым типоразмерам дымовых труб разработаны К. Ф. Родатисом. Рекомендации для смесителей приведены по данным ЗиО. Рекомендации по регулированию расхода газов (и воздуха) приведены по данным С. И. Зарайского (Таганрогский котельный завод).

Приложение IV составлено на основе методики, предложенной А. У. Липецем и М. В. Лихачевым (ЗиО). Приложение V подготовлено О. Г. Ревзиной и Б. А. Болотиной. Приложение VI разработано С. Н. Постоловским и Ю. П. Карабановым (МО ЦКТИ).

Расчетные графики разработаны С. И. Мочаном, Б. А. Болотиной и О. Г. Ревзиной, графические материалы к гл. 4, к § III-Ж, III-З и к приложению VI — Р. В. Марголиной (МО ЦКТИ) и Ю. П. Карабановым.

Нормативный метод составлен с учетом замечаний и предложений котлостроительных заводов, исследовательских и проектных организаций по проекту метода, а также с учетом результатов рассмотрения их в рабочей комиссии. Значительную помощь при подготовке метода к изданию оказал В. Б. Галускин (ЗиО).

Проект метода был обсужден экспертной комиссией из работников конструкторских бюро котельных заводов, научно-исследовательских и проектных организаций. Метод утвержден Научно-Техническим Советом Министерства тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения для использования при проектировании.

В связи с тем, что шкалы всех измерительных приборов электростанций построены в старой системе единиц и замена их пока не планируется, а также в связи с тем, что основной расчет котлоагрегатов — тепловой — выполняется также в этой системе, она же применяется в Нормативном методе. В последующем, по мере внедрения новых измерительных приборов, намечается переработка Нормативных методов расчета с применением системы единиц СИ.

Замечания и пожелания по книге просьба направлять по адресу: 192041, г. Ленинград, Марсово поле, д. 1, Ленинградское отделение издательства «Энергия».

ТАБЛИЦА ПЕРЕВОДА ПРИНЯТЫХ ЕДИНИЦ ИЗМЕРЕНИЯ В ЕДИНИЦЫ СИ

Давление: 1 мм вод. ст. = 9,81 Па
Давление: 1 кгс/см² = 10 000 мм вод. ст. =
= 9,81 · 10⁴ Па
Барометрическое давление: 1 мм рт. ст. =
= 133,3 Па
Плотность¹: 1 (кгс·сек²)/м³ = 9,81 кг/м³
Динамическая вязкость: 1 (кгс·сек)/м² =
= 9,81 Па·с
Энтальпия: 1 ккал/кг = 4,19 · 10³ Дж/кг.

¹ Плотность, выраженная в кг/м³, численно равна удельному весу в кгс/м³.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ

1-А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1-1. Целью аэродинамического расчета котельной установки (расчет тяги и дутья) является выбор необходимых тягодутьевых машин на основе определения производительности тяговой и дутьевой систем и перепада полных давлений в газовом и воздушном трактах. Кроме того, в ходе расчета проводится оптимизация элементов и участков газозвоздушного тракта, обеспечивающая минимальные расчетные затраты, а также определяются расчетные данные для конструирования газозвоздухопроводов.

Газозвоздушный тракт включает в себя воздухопроводы холодного и горячего воздуха, калориферы для подогрева воздуха перед воздухоподогревателем, запорные и регулирующие органы, тягодутьевые машины, элементы собственно парогенератора, золоуловители, газопроводы и дымовые трубы.

1-2. В котлах с уравновешенной тягой раздельно рассчитываются перепады давлений в воздушном тракте, от места забора воздуха из окружающей атмосферы до выхода воздуха в топку, и в газовом тракте, от топки до выхода газов из дымовой трубы. Основная часть воздушного тракта, от вентилятора до выхода в топку, находится под давлением, а газовый тракт в основном, за исключением иногда части участка между дымососом и дымовой трубой — при разрежении. Нулевое давление, близкое к атмосферному, поддерживается в топке. Предтопки форсированных топок (вихревые, циклонные и т. п.) находятся в этом случае под давлением.

В котлах с наддувом, а также в высоконапорных парогенераторах весь газозвоздушный тракт рассчитывается совместно; в большей части, от вентилятора до дымовой трубы, он находится под давлением.

1-3. Производительность тягодутьевой системы (расход воздуха в дутьевой и расход газов в тяговой системах) Q определяется по данным теплового расчета для номинальной нагрузки котельного агрегата, $\text{м}^3/\text{ч}$.

1-4. Перепад полных давлений на участках тягодутьевого тракта $^1 \Delta H_{\Pi}$, мм вод. ст. ,

определяется по уравнению, написанному условно для несжимаемой среды (поправка на сжимаемость вносится приближенно в конце расчета):

$$\Delta H_{\Pi} = (h_{\text{ст}} + h_{\text{д}})_1 - (h_{\text{ст}} + h_{\text{д}})_2 = \Delta h - (z_2 - z_1) g (\rho_a - \rho), \quad (1-1)$$

где $h_{\text{д}} = \frac{w^2}{2} \rho$ — динамическое давление (скоростной напор), мм вод. ст. ; ρ — плотность текущей среды, $\text{кгс} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$; $h_{\text{ст}} = h - (h_0 - g \rho_a z)$ — статическое давление, представляющее собой разность абсолютного давления в данной точке h (уровень z) и абсолютного атмосферного давления на том же уровне, мм вод. ст. ; h_0 — атмосферное давление на уровне $z = 0$, мм вод. ст. ; ρ_a — плотность атмосферного воздуха, принимаемая постоянной в пределах небольших изменений высоты, $\text{кгс} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$; Δh — сопротивление участка, т. е. потеря полного давления, мм вод. ст.

Статическое давление может быть положительным (избыточное давление) и отрицательным (разрежение). Индекс 1 относится к начальному по ходу потока сечению, а индекс 2 — к конечному.

Сумма статического и динамического давлений называется полным давлением:

$$h_{\Pi} = h_{\text{ст}} + h_{\text{д}}. \quad (1-2)$$

При этих обозначениях уравнение (1-1) получает вид:

$$\Delta H_{\Pi} = (h_{\Pi})_1 - (h_{\Pi})_2 = \Delta h - h_{\text{с}}, \quad (1-1a)$$

где $h_{\text{с}} = (z_2 - z_1) g (\rho_a - \rho)$ (в мм вод. ст.) называется самотягой. При равенстве плотностей текущей среды ρ и атмосферного воздуха ρ_a , а также в случае горизонтальных газозвоздухов самотяга равна нулю.

1-5. Все сопротивления обычно разделяются на две группы:

сопротивление трения, т. е. сопротивление при течении потока в прямом канале постоянного сечения, в том числе при продольном омывании пучка труб;

местные сопротивления, связанные с изменением формы или направления канала, каждое из которых считается условно сосредоточенным в каком-либо одном сечении

¹ Так как сопротивление любого участка тракта определяется как перепад полных давлений, деление тракта на участки производится произвольно; в специальных указаниях о выборе границ участков нет необходимости.

канала, т. е. не включает в себя сопротивление трения.

Сопротивление поперечно омываемых трубных пучков обычно не включается в местные сопротивления. Поэтому для котельных агрегатов указанная классификация дополняется особым видом сопротивлений — сопротивлением поперечно омываемых трубных пучков.

1-6. В случае изотермического потока, т. е. при постоянных плотности и вязкости текущей среды, сопротивление трения рассчитывается по формуле:

$$\Delta h_{тр} = \lambda \frac{l}{d_3} \cdot \frac{w^2}{2} \rho. \quad (1-3)$$

Входящий в формулу (1-3) коэффициент сопротивления трения λ зависит от относительной шероховатости стенок канала и числа Рейнольдса

$$Re = \frac{w d_3}{\nu},$$

где ν — коэффициент кинематической вязкости текущей среды (для воздуха и дымовых газов определяется по приложению II), m^2/sec .

1-7. Местные сопротивления рассчитываются по формуле:

$$\Delta h_m = \zeta \frac{w^2}{2} \rho, \quad (1-4)$$

где коэффициент местного сопротивления ζ зависит в основном от геометрической формы рассматриваемого участка (а иногда и от числа Рейнольдса).

Формулой такого же типа выражается и сопротивление поперечно омываемых пучков труб.

1-8. При наличии теплообмена плотность и вязкость перемещаемой среды изменяются как по длине, так и по сечению тракта. Поэтому в общем случае формулы для расчета сопротивлений подлежат дополнительному уточнению.

Для определения сопротивления трения шероховатых труб в условиях теплообмена принимается формула:

$$\Delta h_{тр} = \lambda \frac{l}{d_3} \cdot \frac{w^2}{2} \rho \left(\frac{2}{\sqrt{T_{ст}/T + 1}} \right)^2, \quad (1-5)$$

где T и $T_{ст}$ — средние по рассчитываемому участку тракта абсолютные температуры текущей среды и стенки, $^{\circ}K$.

Кинематическая вязкость среды, входящая в число Рейнольдса, и плотность газов, входящая в динамическое давление $\frac{w^2}{2} \rho$,

относятся к средней температуре потока. Формула (1-3) представляет собой частный случай формулы (1-5) при равенстве температур стенки и текущей среды.

Формула (1-5) выведена для области квадратичного закона сопротивления. Следует ожидать, что для переходной области поправка на неізотермичность меньше. При

аэродинамическом расчете котельных агрегатов уточнение значения сопротивления требуется практически только для воздухоподогревателей, коэффициент сопротивления которых лежит большей частью в переходной области. Учитывая недостаточную точность определения температуры стенки в тепловом расчете, а также то, что для воздухоподогревателей поправка на неізотермичность, определенная по (1-5), не превышает приблизительно 10% (а в переходной области, вероятно, и меньше), можно отказаться от учета поправки на неізотермичность при расчете сопротивления участков обычных котельных агрегатов. Поэтому последующие рекомендации для расчета сопротивления трения даются исходя из положения, что поправка на неізотермичность не учитывается.

Сопротивление поперечно омываемых пучков труб и местные сопротивления в условиях теплообмена определяются так же, как и при изотермическом течении, по формуле (1-4), причем и в этом случае все физические характеристики относятся к температуре потока T .

1-9. Для унификации методики расчета котлов с уравновешенной тягой и наддувом, а также для упрощения расчетов котлов под наддувом, включая высоконапорные парогенераторы, следует расчеты всех котлов вести по скорости, приведенной к давлению 760 мм рт. ст., с последующим введением поправки на разницу давлений. При такой методике расчета можно во всех случаях пользоваться расчетными графиками, построенными для сухого воздуха при давлении 760 мм рт. ст.

Если в исходных данных (например, в тепловом расчете) расчетная скорость w_p определена при атмосферном давлении, то приведенная скорость и расчетная равны друг другу: $w_{пр} = w_p$. Согласно Нормативному методу теплового расчета расчетная скорость может определяться по расходу Q , $m^3/ч$ при 760 мм рт. ст. для котлов с наддувом при абсолютном давлении $p \leq 1,05 \text{ кгс/см}^2$; точнее, эту величину следует ограничивать превышением среднего эффективного давления в тракте $h_{эф}$ (см. п. 3-21) над барометрическим на 500 мм вод. ст. (36,8 мм рт. ст.).

Для котлов с наддувом, большим 500 мм вод. ст., и для высоконапорных парогенераторов расчетная скорость w_p в тепловом расчете должна определяться при фактическом рабочем давлении. В этом случае приведенные скорости по тракту определяются из равенства:

$$w_{пр} = w_p \frac{p}{1,033},$$

где p — предварительно принятое значение среднего эффективного давления в тракте, $кгс/см^2$; $p = 1,033 h_{эф}/760$, $h_{эф}$ — эффективное давление, мм рт. ст.

В случае пользования при расчете сопротивлений участков приведенными скоростями $w_{пр}$ следует для перепада полных давлений поправку на давление (см. п. 3-21)

определять по принятому для расчета $w_{\text{пр}}$ значению $h_{\text{эф}}$, не уточняя его по формуле (3-14).

1-10. Значение $Re = \frac{w d_3}{\nu}$ определяется по графику¹ на рис. VII-1. График построен для сухого воздуха при давлении 760 мм рт. ст.

При обычных расчетах можно и для дымовых газов определять значение Re по рис. VII-1.

При расчете котлов под наддувом, включая высоконапорные парогенераторы, для определения по рис. VII-1 значения Re должна использоваться в качестве расчетной скорость, приведенная к давлению 760 мм рт. ст. (см. п. 1-9).

Динамическое давление $h_d = \frac{w^2}{2} \rho$, входящее в формулы (1-3) и (1-4), может определяться для всех котлов, включая высоконапорные парогенераторы, по рис. VII-2, построенному для сухого воздуха при давлении 760 мм рт. ст. При обычных расчетах можно и для дымовых газов определять значение h_d по рис. VII-2.

1-11. Отдельные сопротивления последовательно расположенных участков тракта при расчете обычно суммируются, за исключением некоторых последовательных поворотов на 90°, методика расчета которых изложена в п. 1-32. В общем случае такое суммирование приводит к погрешности, так как предвключенные сопротивления (а изредка и последующие) создают неравномерность потока по сечению, вызывающую изменение сопротивления последующего участка. Некоторые указания, в основном по правилам компоновки участков для предупреждения значительного влияния предвключенных сопротивлений, приводятся в тексте книги. Общей методики учета этого влияния нет. Поэтому в отдельных случаях представляется целесообразным проведение аэродинамических продувок участков тракта.

1-12. Перепад давлений в тракте во всех случаях (включая расчет высоконапорных парогенераторов) рассчитывается по среднему эффективному давлению газов или воздуха в тракте (см. пп. 2-52 и 3-21).

Расчет перепада давлений ведут для удобства со следующими упрощениями.

Расчет сопротивлений ведется по плотности сухого воздуха при давлении 760 мм рт. ст. и 0° С ($\rho_0 = 0,132 \text{ кгс}\cdot\text{сек}^2/\text{м}^4$) и по скорости воздуха и газов при этом же давлении (или приведенной к нему — см. п. 1-9); соответственно построены графики для определения падения давления. В конце расчета необходимо вносить поправки на разницу плотностей газов и воздуха при 760 мм рт. ст., на запыленность и на отличие среднего эффективного давления в тракте от 760 мм рт. ст. (см. пп. 2-50—2-52 и 3-21).

При необходимости определения сопротивления отдельного участка тракта также вносятся указанные поправки.

1-13. Полное давление, развиваемое вентилятором (или дымососом) при работе его на разомкнутую сеть, определяется перепадом полных давлений по всему тракту (всасывающему и нагнетательному), включая потери на входе в тракт и на выходе из него.

Расчет перепада полных давлений производится по уравнению:

$$\Delta H_{\text{п}} = \Sigma \Delta h - \Sigma h_c. \quad (1-16)$$

1-Б. СОПРОТИВЛЕНИЕ ТРЕНИЯ

1-14. Сопротивление трения возникает при движении потока в газозадухопроводах, в продольно омываемых трубчатых и пластинчатых поверхностях нагрева. В общем случае, т. е. при наличии теплообмена, сопротивление трения должно подсчитываться по формуле (1-5). Однако, как уже сказано, для обычных аэродинамических расчетов можно не учитывать поправку на теплообмен и вести расчет по формуле (1-3):

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_3} \cdot \frac{w^2}{2} \rho,$$

где d_3 — эквивалентный (гидравлический) диаметр, определяется по п. 1-46, м.

На рис. VII-3 приведена обобщенная зависимость λ от числа Re и относительной шероховатости стенок k/d_3 (на графике в качестве параметра выбрана величина, обратная относительной шероховатости) при течении внутри труб и каналов.

Для отдельных областей определяющих параметров существуют формулы расчета коэффициента сопротивления трения.

При ламинарном движении ($Re < 2 \cdot 10^3$) коэффициент сопротивления трения не зависит от шероховатости и определяется по формуле¹:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (1-6)$$

При значениях $k/d_3 = 0,00008 \div 0,0125$ и $Re \geq 4 \cdot 10^3$, т. е. во всей практически необходимой области, представленные на рис. VII-3 зависимости, включая переходные участки, с достаточной точностью описываются приближенной формулой:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k}{d_3} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (1-7)$$

Для менее широких областей имеются более точные формулы.

Для технических «гладких» труб, т. е. таких, в которых при заданном значении Re сопротивление еще не зависит от шерохо-

¹ Расчетные графики (рис. VII-1—VII-5) приведены в приложении VII.

¹ Формулы расчета коэффициента сопротивления получены для круглых труб. С достаточной для расчета потери давления в котельных установках точностью они применимы и для некруглых каналов при введении эквивалентного диаметра. Наибольшая погрешность, до 20%, получается при наличии в канале острых угловых областей.

ватости, при значениях $Re \geq 2 \cdot 10^3$ рекомендуется формула:

$$\lambda = \frac{0,303}{(\lg Re - 0,9)^2}; \quad (1-8)$$

при $Re = 4 \cdot 10^3 \div 100 \cdot 10^3$ может применяться более простая формула:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (1-8a)$$

В области квадратичного закона сопротивления коэффициент λ не зависит от значения Re и определяется по формуле

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \lg \frac{d_3}{k} + 1,14\right)^2}, \quad (1-9)$$

где k — абсолютная шероховатость стенки, м.

Значения абсолютной шероховатости стенок принимаются по табл.¹ VII-1.

Значение Re определяется по рис. VII-1.

1-15. Для большинства элементов котельных агрегатов, проектируемых на достаточно близкие условия, сопротивление трения определяется приближенно, согласно следующим рекомендациям.

А. При течении газов или воздуха по трубам трубчатых и щелям пластинчатых (с гладкими стенками) воздухоподогревателей с эквивалентным диаметром $d_3 = 20 \div 60$ мм со скоростями движения потока $5-30$ м/сек при $t \leq 300^\circ \text{C}$ и до 45 м/сек при $t > 300^\circ \text{C}$ коэффициент сопротивления трения с достаточной точностью определяется по приближенной формуле:

$$\lambda = 0,335 \left(\frac{k}{d_3} \right)^{0,17} Re^{-0,14}. \quad (1-10)$$

По формулам (1-3) и (1-10) построен график на рис. VII-4 для определения сопротивления трения на один метр длины трубы (или щели) воздухоподогревателя. Суммарная величина сопротивления трения получается в результате умножения величины, получаемой по графику, на полную длину трубы (или щели) l , м.

В соответствии с п. 1-12 рис. VII-4, а также последующие рис. VII-6—VII-9 построены для сухого воздуха при 760 мм рт. ст.

Для котлов с наддувом пределы скоростей, ограничивающие возможность применения формулы (1-10) и соответственно рис. VII-4, относятся также к приведенной скорости (см. п. 1-9).

Указания о допустимости пользования расчетными графиками при подстановке в качестве расчетной скорости, приведенной к давлению 760 мм рт. ст., справедливы и для последующих графиков, по которым определяются коэффициенты сопротивления или сами сопротивления.

Б. При течении газов или воздуха по каналам набивок вращающихся регенера-

тивных воздухоподогревателей, образованных двумя волнистыми листами с волнами, идущими под углом к направлению потока, или волнистым и гладким дистанционирующим листами, коэффициент сопротивления движению в канале определяется по формуле:

$$\lambda = \lambda_0 (1 + 11,1 \bar{k}), \quad (1-11a)$$

где λ_0 — коэффициент сопротивления трения в обычном гладком канале, определяется по нижней кривой рис. VII-5, построенной по формуле (1-8); $\bar{k}$ — безразмерная характеристика условной шероховатости каналов $\bar{k} = \frac{a+b}{s}$; a, b — высоты шероховатости

в свету, мм (рис. 1-1); s — среднее для обоих листов расстояние между волнами по направлению потока среды, мм. При расчете коэффициентов сопротивления для каналов, образованных волнистым и гладким листами, величина s определяется по размерам волнистого листа.

Формула (1-11a) применима для набивок с расстоянием между листами $2,5 \leq s \leq 3,5$ мм; $0,04 \leq \bar{k} \leq 0,2$; $1,2 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^4$.

По формулам (1-8) и (1-11a) построен рис. VII-5. На графике основные линии зависимости $\lambda = f(Re)$ приведены для значений $\bar{k}$, отличающихся одно от другого на $0,05$. Кроме того, даны кривые для типовых набивок, показанных на рис. 1-1; номера на этих кривых соответствуют номерам набивок на рис. 1-1.

Для набивки с треугольными каналами из смещенных участков (№ 4 на рис. 1-1) коэффициент сопротивления движению в канале определяется по формуле:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot 4,47 \left(\frac{L}{d_3} \right)^{-0,25} = \lambda_0 C_{\text{тр}}, \quad (1-11б)$$

где λ_0 — коэффициент сопротивления трения в обычном гладком канале, определяемый по нижней кривой на рис. VII-5; d_3 — эквивалентный диаметр набивки, мм; L — длина участка между сечениями смещения, м; $C_{\text{тр}}$ — коэффициент формы набивки с треугольными каналами, определяется по рис. VII-5 в зависимости от L/d_3 .

Формула (1-11б) верна при $\delta = 2$ мм; $3,5 \leq L/d_3 \leq 40$; $1,6 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^4$.

Для набивки с ромбическими элементами (№ 5 на рис. 1-1) коэффициент сопротивления движению по набивке определяется по формуле, которая верна при $0,277 \leq d_3/D \leq 0,374$; $1,6 \cdot 10^3 \leq Re \leq 5 \cdot 10^3$:

$$\lambda = \lambda_0 \left(6,66 \frac{d_3}{D} + 1,3 \right) = \lambda_0 C_{\text{рм}}, \quad (1-11в)$$

где λ_0 — коэффициент сопротивления трения в обычном гладком канале, определяемый по нижней кривой на рис. VII-5; d_3 — эквивалентный диаметр набивки, мм; D — величина наибольшей диагонали ромба, мм [формула (1-11в) проверена при одном значении $D = 30$ мм]; $C_{\text{рм}}$ — коэффициент

¹ Расчетные таблицы VII-1—VII-8 приведены в приложении VII.

формы набивки с ромбическими элементами, определяемый по рис. VII-5.

Для устанавливаемой иногда на «холодном» конце воздухоподогревателя на-

деляется по формуле (1-11а) или по рис. VII-5. Коэффициент сопротивления прямых каналов эмалированной и керамической набивок определяется по нижней кривой на рис. VII-5

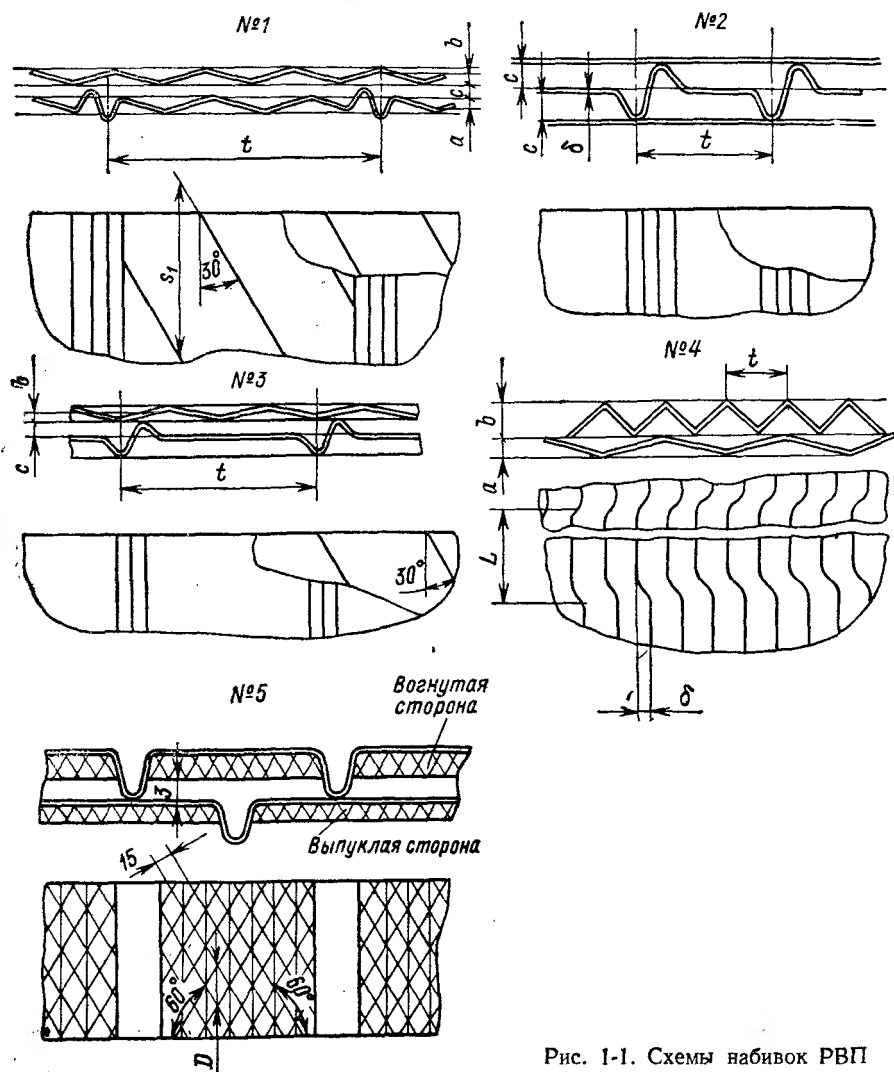


Рис. 1-1. Схемы набивок РВП

Набивка	a , мм	b , мм	c , мм	$(a+b)^*$, мм	s_1 , мм	$k = \frac{a+b}{s_1}$	$d_{\text{э}}$, мм	l , мм
№ 1	2,4	2,4	3,0	5,24	30,5	0,171	9,6	76
№ 2	—	—	4,5	—	—	—	9,2	—
№ 3	—	2,4	—	2,6	30,5	0,086	7,8	—
№ 4	2,4	6,0	—	8,8	$L = 50$	$\delta = 2 \text{ мм}$	6,7	—
№ 5	—	—	3,0	—	$D = 30$	—	—	—

* С учетом среднего допуска на высоту волны.

бивки, каналы которой образованы гладкими листами, коэффициент сопротивления трения определяется по нижней кривой (кривая λ_0 на рис. VII-5) с введением поправки S_1 .

Для волнистых каналов эмалированной набивки коэффициент сопротивления опре-

с введением поправки S_1 по рис. VII-5; для керамической набивки он дополнительно умножается на коэффициент 1,1.

В. Коэффициент сопротивления трения продольно омываемых пучков труб зависит как от числа Re и шероховатости труб,

так и от относительных шагов труб в пучке. С учетом небольшой доли сопротивления таких пучков в общем сопротивлении тракта и неопределенного значения шероховатости труб коэффициент сопротивления продольно

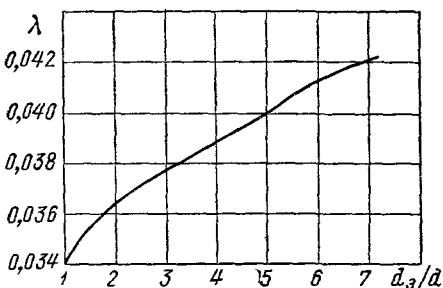


Рис. 1-2. Коэффициент сопротивления трения для продольно омываемого гладкотрубного пучка

омываемых пучков предлагается определять по усредненной его зависимости от эквивалентного диаметра пучка [см. формулу (1-386)], приведенной на рис. 1-2.

Г. При течении газов или воздуха в газопроводах и в других случаях, когда доля сопротивления трения в общей потере давления в тракте невелика, коэффициент

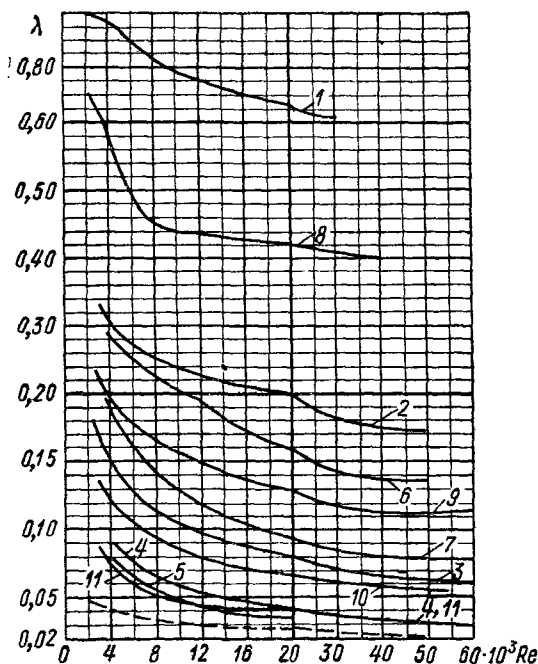
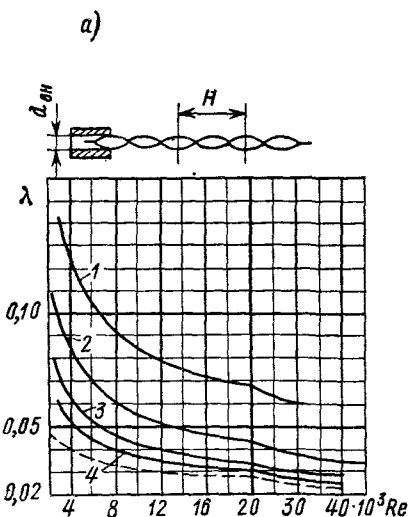
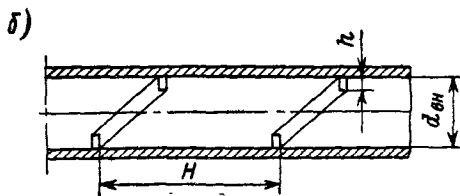


Рис. 1-3. Коэффициенты сопротивления труб со вставками (штриховая линия — гладкая труба)

Параметры	Кривая										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Полосовые закручиватели (шнековые вставки) (рис. 1-3, а)											
$H/d_{вн}$	3,5	5,0	7,0	12,0	—	—	—	—	—	—	—
Спиральные вставки (рис. 1-3, б)											
$h/d_{вн}$	0,2					0,3			0,125		
$H/d_{вн}$	1,0	2,0	3,5	7,0	10,0	2,5	3,5	1,0	2,0	3,5	7,0

сопротивления трения λ принимается постоянным, независимо от значения Re . Эти значения λ , подсчитанные по средней абсолютной шероховатости, практически встречающимся скоростям газов и воздуха, раз-

фициента гидравлического сопротивления λ , подставляемые в эту формулу, определяются по следующим рекомендациям.

Для труб со шнековыми вставками, выполняемыми в виде изогнутой с шагом H

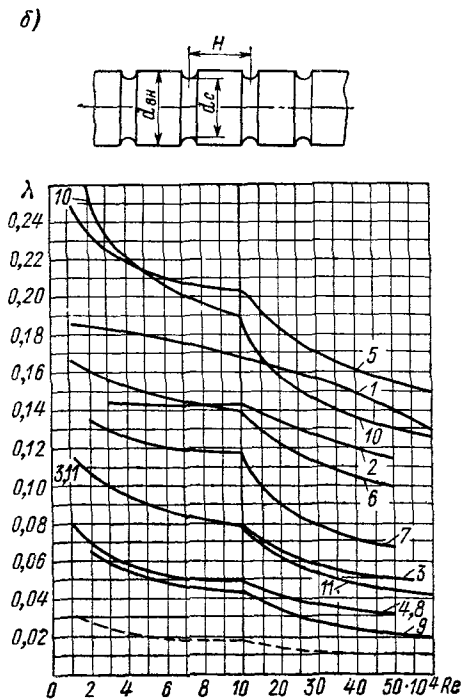
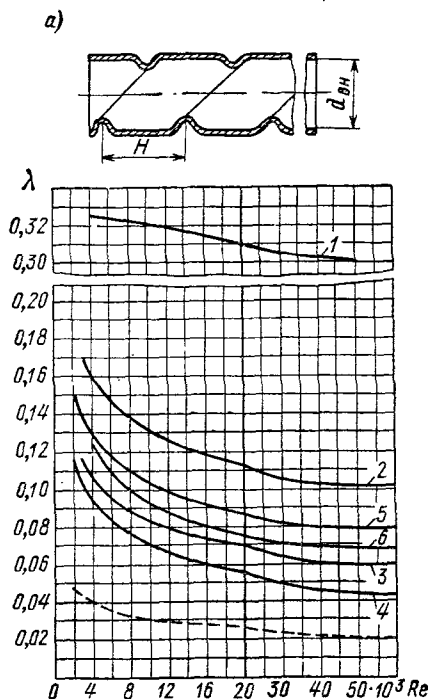


Рис. 1-4. Коэффициенты сопротивления труб с накаткой (штриховая линия — гладкая труба)

Параметры и характеристика	Кривая										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Спиральная (непрерывная) накатка (рис. 1-4, а)											
Заходность	Однозаходная				Двухзаходная	Четырехзаходная	—	—	—	—	—
$H/d_{вн}$	1,0	2,0	3,1	4,0	3,1	3,25	—	—	—	—	—
Кольцевая накатка (кольцевые выступы) (рис. 1-4, б)											
$H/d_{вн}$	0,25				0,5				1,0		
$d_c/d_{вн}$	0,89	0,905	0,94	0,96	0,88	0,905	0,925	0,95	0,97	0,915	0,97

мерам газозовдухопроводов, принимаются по табл. VII-2.

Д. При установке в трубах с целью интенсификация теплообмена различных вставок, а также при применении труб со спиральной накаткой расчет сопротивления производится по формуле (1-3). Значения коэф-

(шаг равен длине, на которой происходит поворот полосы на 360°) полосы шириной, примерно равной внутреннему диаметру трубы, коэффициенты сопротивления определяются по графику на рис. 1-3, а в зависимости от числа Re и отношения шага к внутреннему диаметру трубы $d_{вн}$.

Эквивалентный диаметр канала (в м) определяется по обычной формуле (1-38):

$$d_э = 4 \frac{F}{U} = 4 \frac{0,785 d_{вн}^2 - b\delta}{\pi d_{вн} + 2b},$$

где F и U — сечение, m^2 , и полный периметр, м, канала; b и δ — ширина и толщина вставки, м.

Скорость воздуха или газов рассчитывается по загроможденному вставкой сече-

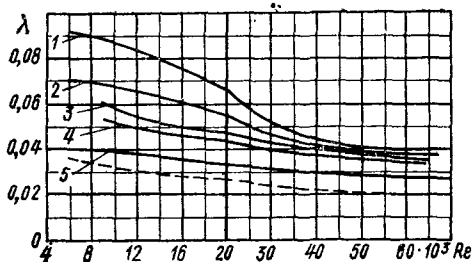
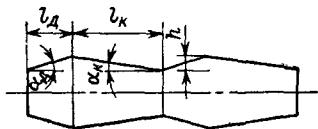


Рис. 1-5. Коэффициенты сопротивления волнистых труб типа диффузор—конфузор (штриховая линия — гладкая труба)

Кривая	$h/d_э$	$\alpha_d, \dots^\circ$	$\alpha_k, \dots^\circ$
1	0,11	13	7,5
2	0,11	7,5	13
3	0,063	6,6	3,7
4	0,063	3,7	6,6
5	0,026	$1,9 \pm 3,4$	$1,9 \pm 3,4$

нию F , а число Re — по этой скорости и эквивалентному диаметру канала.

Для труб с пластичными спиральными вставками, выполняемыми в виде изогнутой с шагом H полосы шириной, заметно меньшей диаметра трубы, и занимающими только пристенную ее часть, коэффициенты сопротивления определяются по графику на рис. 1-3, б в зависимости от числа Re , отношения шага вставки H к внутреннему диаметру трубы $d_{вн}$ и отношения ширины полосы h к $d_{вн}$.

Ввиду малого влияния таких вставок на размеры сечения канала расчет приближенно ведется по диаметру и сечению трубы.

Для труб со спиральной непрерывной накаткой примерно треугольного сечения и с кольцевой накаткой, выполняемой в виде отдельных замкнутых колец, а также с кольцевыми выступами, образованными не накаткой, а другими способами, коэффициенты сопротивления определяются по графику на

рис. 1-4 в зависимости от числа Re , отношения шага накатки (колец) H к внутреннему диаметру трубы $d_{вн}$, а также при спиральной накатке от ее заходности и при кольцевой накатке (или выступах) от отношения суженной части трубы d_c к $d_{вн}$.

Расчет ведется по диаметру и сечению трубы.

Для волнистых труб с периодическими расширениями типа диффузор—конфузор коэффициенты сопротивления определяются по графику на рис. 1-5 в зависимости от числа Re . Приведенными на графике значениями коэффициента сопротивления можно пользоваться для расчета труб с геометрическими характеристиками, близкими к указанным на рисунке.

1-В. СОПРОТИВЛЕНИЕ ПОПЕРЕЧНО ОМЫВАЕМЫХ ПУЧКОВ ТРУБ

1-16. Сопротивление поперечно омываемых пучков гладких и ребристых труб как при наличии теплообмена, так и без него выражается общей формулой (1-4):

$$\Delta h_{\text{поп}} = \zeta \frac{w^2}{2} \rho.$$

Значение коэффициента сопротивления ζ в этом случае зависит от количества рядов и расположения труб в пучке, а также от числа Re . Скорость потока w определяется по сжато му сечению газохода, расположенному в осевой плоскости труб перпендикулярно потоку газов (или воздуха). Сопротивления входа в ряды пучка и выхода из них отдельно не рассчитываются, так как они учтены в коэффициенте сопротивления пучка ζ .

В последующих пунктах приводятся расчетные формулы для определения значений коэффициентов сопротивления коридорных и шахматных пучков из гладких и ребристых труб. По этим формулам построены расчетные графики.

1-17. Коэффициент сопротивления гладкотрубного коридорного пучка определяется из выражения:

$$\zeta = \zeta_0 z_2, \quad (1-12)$$

где z_2 — количество рядов труб по глубине пучка; ζ_0 — коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, зависящий от отношений $\sigma_1 = \frac{s_1}{d}$, $\sigma_2 = \frac{s_2}{d}$ и $\psi = \frac{s_1 - d}{s_2 - d}$, а также от числа Re ; s_1 и s_2 — шаг труб по ширине и по глубине пучка, м; d — наружный диаметр труб, м.

Значение ζ_0 определяется по следующим формулам¹.

$$\text{При } \sigma_1 \leq \sigma_2 \quad (0,06 \leq \psi \leq 1)$$

$$\zeta_0 = 2(\sigma_1 - 1)^{-0,5} Re^{-0,2}; \quad (1-13a)$$

¹ При $\psi > 15$ значение ζ_0 ориентировочно определяется, впрямь до уточнения, по формуле (1-13в).

при $\sigma_1 > \sigma_2$:
для $1 < \psi \leq 8$

$$\zeta_0 = 0,38 (\sigma_1 - 1)^{-0,5} (\psi - 0,94)^{-0,59} \text{Re}^{-0,2/\psi^2}, \quad (1-136)$$

для $8 < \psi \leq 15$

$$\zeta_{0 \text{ шир}} = 0,118 (\sigma_1 - 1)^{-0,5}. \quad (1-13в)$$

По формулам (1-13) построен график на рис. VII-6, по которому следует определять коэффициент сопротивления одного ряда труб коридорного пучка ζ_0 . При $\sigma_1 \leq \sigma_2$ значение $\zeta_{\text{гр}}$, определяемое по основному полю графика, умножается на поправочный коэффициент C_σ . При $\sigma_1 > \sigma_2$ методика расчета зависит от значения ψ : при $1 < \psi \leq 8$ значение $\zeta_{\text{гр}}$ умножается на два поправочных коэффициента (C_σ и C_{Re}), определяемых по второму вспомогательному полю графика; для «широких» пучков, при $8 < \psi \leq 15$, значение ζ_0 определяется непосредственно по вспомогательному графику $\zeta_{0 \text{ шир}}$ без поправочных коэффициентов.

После определения коэффициента сопротивления пучка по формуле (1-12) сопротивление пучка подсчитывается по формуле (1-4). Значение динамического давления может определяться по рис. VII-2.

При переменных значениях шагов, чередующихся в пределах пучка, коэффициент сопротивления рассчитывается по среднему значению их (см. п. 1-49), если значения шагов находятся в пределах применимости одной и той же формулы (1-13); если разным значениям чередующихся шагов соответствуют различные формулы (1-13), следует усреднять коэффициенты сопротивления или суммировать их по количествам рядов с разными шагами.

1-18. Коэффициент сопротивления гладкотрубного шахматного пучка определяется по формуле:

$$\zeta = \zeta_0 (z_2 + 1), \quad (1-14)$$

где z_2 — число рядов труб по глубине пучка; ζ_0 — коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, зависящий от отношений $\sigma_1 = \frac{s_1}{d}$ и $\varphi = \frac{s_1 - d}{s_2' - d}$, а также от числа Re ; s_1 и s_2 — шаги труб по ширине и глубине пучка, мм; $s_2' = \sqrt{\frac{1}{4} s_1^2 + s_2^2}$ — диагональный шаг труб, мм.

Для всех шахматных пучков, кроме пучков с $3 < \sigma_1 < 10$ при $\varphi > 1,7$,

$$\zeta_0 = C_s \text{Re}^{-0,27}, \quad (1-15а)$$

где C_s — коэффициент формы шахматного пучка.

При $0,1 < \varphi \leq 1,7$:

для пучков с $\sigma_1 \geq 1,44$

$$C_s = 3,2 + 0,66 (1,7 - \varphi)^{1,5}; \quad (1-16а)$$

для пучков с $\sigma_1 < 1,44$

$$C_s = 3,2 + 0,66 (1,7 - \varphi)^{1,5} + \frac{1,44 - \sigma_1}{0,11} [0,8 + 0,2 (1,7 - \varphi)^{1,5}]; \quad (1-16б)$$

при $1,7 < \varphi \leq 6,5$ («стесненные» пучки, у которых диагональное сечение почти равно поперечному или меньше его)

для пучков с $1,44 \leq \sigma_1 \leq 3,0$

$$C_s = 0,44 (\varphi + 1)^2, \quad (1-16в)$$

для пучков с $\sigma_1 < 1,44$

$$C_s = [0,44 + (1,44 - \sigma_1)] (\varphi + 1)^2. \quad (1-16г)$$

При $\varphi > 1,7$ и $3,0 < \sigma_1 \leq 10$

$$\zeta_{0 \text{ шир}} = 1,83 \sigma_1^{-1,46}. \quad (1-15б)$$

По формулам (1-4), (1-15а) и (1-16) построен график¹ на рис. VII-7, по которому определяется сопротивление одного ряда шахматных пучков с геометрическими характеристиками: $0,1 < \varphi \leq 1,7$ и $1 < \sigma_1 < 10$, а также $1,7 < \varphi \leq 6,5$ и $1 < \sigma_1 \leq 3$, т. е.

$$\Delta h_0 = \zeta_0 \frac{w^2}{2} \rho.$$

Для «широких» шахматных пучков с геометрическими характеристиками $\varphi > 1,7$ и $3 < \sigma_1 \leq 10$ по формуле (1-15б) построен график на рис. VII-7, по которому определяется коэффициент сопротивления одного ряда труб $\zeta_{0 \text{ шир}}$. Сопротивление этих пучков подсчитывается с помощью формул (1-4) и (1-4). Динамическое давление определяется по рис. VII-2.

При переменных значениях шагов, чередующихся в пределах пучка, сопротивление рассчитывается по среднему значению их (см. п. 1-49), если для всех значений шагов применима одна и та же формула (1-16). В противном случае усредняются значения C_s или ζ_0 .

Для пучков с малыми диагональными шагами ($s_2'/d \leq 1,23$), применяемых в основном только в трубчатых воздухоподогревателях, существенное влияние на сопротивление пучка оказывают отклонения шагов труб от среднего, определяемые допусками на изготовление. На рис. 1-6 приведена приближенная зависимость поправочного коэффициента к расчетному значению сопротивления пучков с $s_2'/d = 1,15 \div 1,23$, определяемому по рис. VII-7, $\Delta h_c/\Delta h_{\text{гр}}$, соответствующая разбросу шагов, получаемому при выполнении пучков с допусками, предусмотренными действующими техническими условиями на изготовление трубчатых воздухоподогревателей. При сверхточных пучках с $s_2'/d \leq 1,15$, поправочный коэффициент значительно возрастает, до значения 2 и более, причем очень сильно зависит от разброса шагов.

¹ На графике значения C_s разделены на 3,2 и соответственно рассчитано значение $\Delta h_{\text{гр}}$.

1-19. Для расчета сопротивления шахматных шлакоулавливающих пучков из отдельно стоящих труб¹, а также пучков Бабкока, в которых нечетные ряды смещены относительно четных меньше, чем на половину шага, следует пользоваться тем же рис. VII-7.

1-20. При косом омывании пучков гладких труб расчет их сопротивления следует

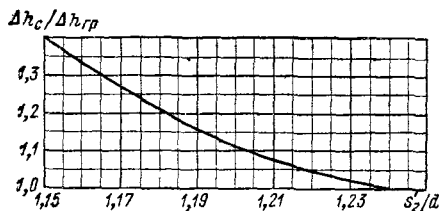


Рис. 1-6. Поправочный коэффициент к расчетному значению сопротивления шахматных гладкотрубных пучков с $1,15 \leq \sigma \leq 1,23$

вести по тем же формулам и графикам, что и для чисто поперечного омывания. Расчетная скорость, однако, в этом случае определяется для сечения, лежащего в осевой плоскости труб, с учетом загромождения его трубами (рис. 1-7).

При косом омывании как коридорных, так и шахматных пучков и углах атаки $\beta < 75^\circ$ (отклонение от нормали на 15° или

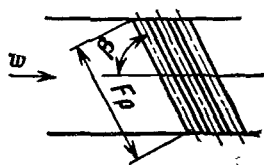


Рис. 1-7. Схема к расчету площади живого сечения при косом омывании пучка

более) к расчетному значению сопротивления вводится коэффициент² 1,1.

1-21. Сопротивление поперечно омываемого пучка труб с поперечными круглыми или квадратными ребрами (рис. 1-8) рассчитывается по общей формуле (1-4); коэффициент сопротивления пучка ζ зависит от типа оребрения, расположения труб в пучке и числа Рейнольдса.

1-22. Коэффициент сопротивления пучков с шахматным расположением ребристых труб определяется из выражения, аналогичного выражению (1-12):

$$\zeta = \zeta_0 z_2,$$

где z_2 — число рядов труб по глубине пучка; ζ_0 — коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка,

$$\zeta_0 = C_s Re_l^{-0,25} C_z, \quad (1-17)$$

где C_s — коэффициент формы шахматного пучка, зависящий от отношения l/d_3 :

при $0,16 \leq \frac{l}{d} \leq 6,55$, $Re_l = (2,2 + 180) \cdot 10^3$

$$C_s = 5,4 (l/d_3)^{0,3}; \quad (1-18)$$

C_z — поправка на число рядов для мало-рядных пучков ($z_2 \leq 5$) — см. рис. VII-8; при $z_2 \geq 6$ $C_z = 1$; Re_l — число Рейнольдса, рассчитанное по условному определяющему размеру l , м, $Re_l = \frac{\omega l}{\nu}$;

$$l = \frac{H'_{гл}}{H} d + \frac{H_{рб}}{H} \sqrt{\frac{H'_{рб}}{2n}}, \quad (1-19)$$

где H , $H'_{гл}$, $H_{рб}$ — соответственно полная поверхность оребренной трубы, поверх-

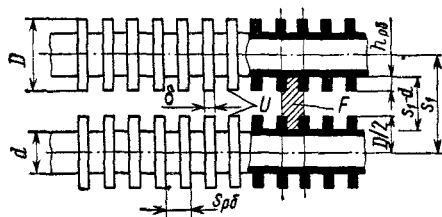


Рис. 1-8. Схема к расчету труб с поперечными ребрами

ности межреберных участков гладкой (несущей) трубы и ребер, m^2 ; $H'_{гл}/H = 1 - H_{рб}/H$; $H'_{рб}$ — поверхность плоскостей ребер (без поверхности их торцов), m^2 ; d — диаметр несущей трубы, м (см. рис. 1-8); n — количество ребер на трубе с общей поверхностью ребер, равной $H_{рб}$.

Для труб с квадратными ребрами формула (1-19) переходит в формулу:

$$l = \frac{\pi d^2 (s_{рб} - \delta)}{H/n} + \frac{2(a_{рб}^2 - 0,785 d^2) + 4a_{рб} \delta}{H/n} \times \sqrt{a_{рб}^2 - 0,785 d^2}, \quad (1-19a)$$

где $H/n = \pi d (s_{рб} - \delta) + 2(a_{рб}^2 - 0,785 d^2) + 4a_{рб} \delta$; $a_{рб} \approx 2h_{рб} + d$ — сторона ребра, м; $h_{рб}$, δ — высота и средняя толщина ребра, м; $s_{рб}$ — шаг ребер, м; l — в метрах,

¹ По шлакоулавливающим пучкам рекомендация приближенная. Согласно результатам опытов ВТИ, погрешность такого расчета не превышает 25%.

² Рекомендованный способ расчета является приближенным; он дает удовлетворительную точность, вплоть до значений угла атаки $\beta = 30^\circ$.

Для труб с круглыми ребрами l , m , определяется по формуле:

$$l = \frac{(s_{p6} - \delta) nd}{L\beta} + \frac{0,5n(D^3 - d^3) + Dn\delta}{Ld\beta} \sqrt{0,785(D^2 - d^2)},$$

где D — диаметр по вершинам ребер (диаметр оребрения), m ; L — длина трубы с поверхностью ребер, равной H_{p6} , m ; β — коэффициент оребрения труб (отношение полной поверхности к поверхности гладкой трубы диаметром d); d_3 — эквивалентный диаметр сжатого поперечного сечения пучка, m (см. рис. 1-8),

$$d_3 = \frac{4F}{U} = \frac{2[s_{p6}(s_1 - d) - 2\delta h_{p6}]}{2h_{p6} + s_{p6}}, \quad (1-20)$$

где F — наиболее сжатое поперечное сечение для прохода газов или воздуха, m^2 ; U — смоченный периметр, m ; s_1 — поперечный шаг труб в пучке, m .

Остальные обозначения — те же, что для формулы (1-19).

По формулам (1-4), (1-17) и (1-18) построен график на рис. VII-8, по которому определяется сопротивление одного ряда шахматного пучка ребристых труб, т. е.

$$\Delta h_0 = \zeta_0 \frac{\omega^2}{2} \rho \text{ в мм вод. ст.}$$

Для определения потери давления в пучке необходимо значения, найденные по графику, умножить на z_2 .

При $Re_l \geq 180 \cdot 10^3$ (что может иметь место при $\omega l \geq 5$) рис. VII-8 пользоваться нельзя и коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, определяется по формуле¹:

$$\zeta_0 = 0,26 (l/d_3)^{0,3} C_z. \quad (1-17a)$$

1-23. Коэффициент сопротивления коридорного пучка ребристых труб определяется из выражения, аналогичного выражению (1-12):

$$\zeta = \zeta_0 z_2,$$

где z_2 — число рядов труб по глубине пучка; ζ_0 — коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка,

$$\zeta_0 = C_s C_z Re_l^{-0,08}, \quad (1-21)$$

C_z — поправка на число рядов для мало-рядных пучков ($z_2 \leq 5$) — см. рис. VII-9; при $z_2 \geq 6$ $C_z = 1$; Re_l — число Рейнольдса, рассчитанное по условному определяющему размеру l — см. п. 1-22; C_s — коэффициент формы коридорного пучка, зависящий от отношений: l/d_3 (см. п. 1-22) и $\psi = (s_1 -$

$-d)/(s_2 - d)$, s_1 и s_2 — поперечный и продольный шаг труб в пучке.

Для пучков с $0,9 \leq l/d_3 \leq 11$, $0,5 \leq \psi \leq 2,0$ при $Re_l = (4,3 \div 160) \cdot 10^3$

$$C_s = 0,52 (l/d_3)^{0,3} \psi^{-0,68}. \quad (1-22)$$

По формулам (1-4), (1-21) и (1-22) построен график на рис. VII-9, по которому определяется сопротивление одного ряда коридорного пучка ребристых труб, т. е.

$$\Delta h_0 = \zeta_0 \frac{\omega^2}{2} \rho \text{ в мм вод. ст.}$$

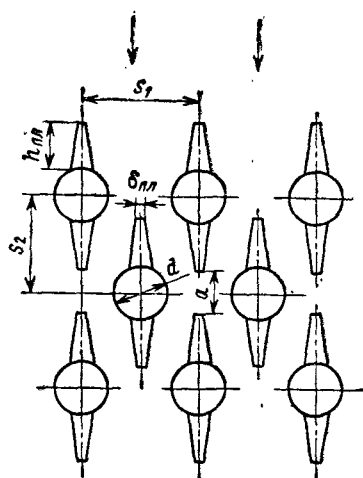


Рис. 1-9. Схема пучка из плавниковых труб

ния потери давления в пучке необходимо значения, найденные по графику, умножить на z_2 .

1-24. Сопротивление шахматных пучков труб с продольными плавниками рассчитывается по формуле:

$$\Delta h = 1,2 \Delta h_{\text{пол}}, \quad (1-23)$$

где $\Delta h_{\text{пол}}$ — сопротивление гладкотрубного пучка такой же конфигурации, определяемое по формулам (1-4) и (1-14) — (1-16), $mm \text{ вод. ст.}$

Если зазор $a = 2(s_2 - h_{\text{пл}}) - d$ между двумя соседними (вдоль хода газов) плавниками меньше пятикратной толщины конца плавника $\delta_{\text{пл}}$ (рис. 1-9), необходимо учитывать загромождение расчетного сечения плавником. Величина этого загромождения определяется по формуле:

$$\delta'_{\text{пл}} = \delta_{\text{пл}} b, \quad (1-24)$$

где при $2 < \frac{a}{\delta_{\text{пл}}} < 5$ $b = \frac{5 - a/\delta_{\text{пл}}}{3}$, при $a/\delta_{\text{пл}} \leq 2$ $b = 1$.

Расчетное значение поперечного живого сечения F' определяется с учетом загромождения $\delta'_{\text{пл}}$, т. е. уменьшается по сравнению с сечением при отсутствии загромождения:

$$F' = a_r b_r - z_1 l (d + \delta'_{\text{пл}}),$$

где a_r и b_r — поперечные размеры газотока, m ; z_1 — число труб в ряду; l — длина труб, m .

¹ Формулы (1-17), (1-17a) и (1-18) получены для обычно применяемых в котельной практике нестесненных пучков, в которых поперечное сечение меньше суммарного диагонального. В очень редко встречающихся случаях применения стесненных пучков следует при расчете учитывать увеличение определяющей скорости.

В выражение для расчета φ необходимо подставлять величину $s'_1 = s_1 - \delta'_{\text{пл}}$, определенную также с учетом загромождения. Однако для расчета диагонального шага труб s_2 следует подставлять действительный поперечный шаг s_1 . Коэффициент C_s определяется по формулам (1-16) также по действительному шагу s_1 . Значения $\Delta h_{\text{гр}}$ и C_d

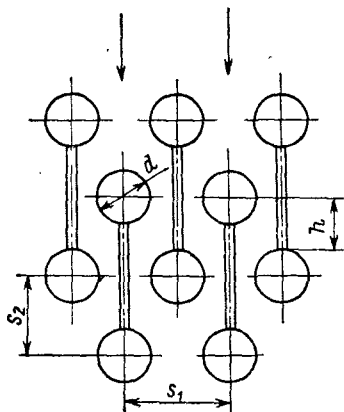


Рис. 1-10. Схема пучка из мембранных панелей

находятся по рис. VII-7; для определения $\Delta h_{\text{гр}}$ принимается скорость в сечении F' .

Окончательное исходное значение сопротивления гладкотрубного пучка (в мм вод. ст.), подставляем в формулу (1-23):

$$\Delta h_{\text{поп}} = \frac{C_s}{3,2} C_d \Delta h_{\text{гр}}.$$

1-25. Сопротивление шахматных мембранных пучков труб с прямыми мембранами, выполненных из цельносварных панелей (рис. 1-10), рассчитывается по формуле:

$$\Delta h_{\text{мембр}} = 1,1 \Delta h_{\text{поп}}, \quad (1-25)$$

где $\Delta h_{\text{поп}}$ — сопротивление гладкотрубного шахматного пучка такой же конфигурации, определяемое по п. 1-18, мм вод. ст.

1-Г. МЕСТНЫЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

1-26. В этом разделе приводятся в основном указания для расчета местных сопротивлений наиболее часто встречающихся типов, в некоторых случаях приближенные. Рекомендации для выбора оптимальных форм местных сопротивлений и их компоновки, а также схемы большей части сопротивлений приведены в приложении III.

Конструктор и расчетчик должны учитывать, что от выбора форм местных сопротивлений существенно зависит сопротивление тягодутьевого тракта. Поэтому следует не ограничиваться механическим расчетом сопротивлений просеянных форм, а выбирать оптимальные формы.

Как выше указано, любое местное сопротивление условно считается сосредоточенным в одном заданном сечении тракта, хотя в действительности потеря механической энергии потока, вызванная изменением формы или направления канала, происходит на более или менее длинном участке тракта. Поэтому принимается, что местное сопротивление представляет собой разность между фактической потерей механической энергии на этом участке и потерей, которая имела бы место при неизменных форме и направлении газотока (сопротивление трения).

Так, например, под сопротивлением поворота понимается суммарное сопротивление участка с поворотом минус сопротивление трения, рассчитанное по выпрямленной длине этого участка. Под сопротивлением поворота в пучке труб или в непосредственной близости от пучка понимается разность между суммарным сопротивлением пучка с поворотом и сопротивлением такого же пучка, расположенного в выпрямленном канале. Поэтому суммарное сопротивление на участке тракта с местным сопротивлением складывается из местного сопротивления и сопротивления трения, вычисленного по выпрямленной длине этого участка.

При расчете сопротивления трения участков с плавным изменением сечения половина их длины относится к участку до изменения сечения, а половина — к участку после него.

Все местные сопротивления как при наличии теплообмена, так и без него рассчитываются по общей формуле (1-4):

$$\Delta h_{\text{м}} = \xi \frac{w^2}{2} \rho.$$

Динамическое давление $w^2 \rho / 2$ может определяться по рис. VII-2 в зависимости от расчетной скорости и температуры потока.

Коэффициент местного сопротивления принимается в зависимости от типа местного сопротивления согласно указаниям, приведенным ниже. Для всех местных сопротивлений ξ принимается, как правило, не зависящим от числа Re, так как значения последнего при больших сечениях газо- и воздухопроводов котельных агрегатов достаточно велики.

1-27. Расчет сопротивлений, вызванных изменением сечения, ведется по следующим указаниям.

Значения коэффициентов сопротивления для некоторых местных сопротивлений, связанных с изменением сечения, приведены в табл. VII-3 и на рис. VII-10—VII-14. При любом местном сопротивлении, связанном с изменением сечения, численное значение коэффициента сопротивления зависит от того, к какому сечению, т. е. к какой расчетной скорости, оно относится. При отнесении в случае необходимости к скорости в другом сечении коэффициент сопротивления пересчитывается по формуле:

$$\xi_2 = \xi_1 (F_2/F_1)^2 = \xi_1 (w_1/w_2)^2, \quad (1-26)$$

где ξ_1 — коэффициент сопротивления, отнесенный к скорости w_1 в сечении F_1 .

По табл. VII-3 рассчитываются некоторые сопротивления, имеющие общий характер (вход в канал и выход из него, каналы с решеткой или диафрагмой на входе или посередине, конфузоры), и сопротивления некоторых типовых элементов (колпаки и раструбы для забора воздуха, шибера и клапаны). Для всех случаев непосредственно на рисунках таблицы указано, к какой скорости относится значение коэффициента сопротивления.

В п. 16 табл. VII-3 дано значение коэффициента сопротивления клапана (или шибера) при полном его открытии. Величина этого коэффициента при частичном закрытии, зависящая от конструкции клапана (или шибера) и угла (или степени) его открытия, определяет характеристику клапана при регулировании им расхода среды. Ввиду отсутствия определенных конструкций клапанов нельзя привести зависимости коэффициентов сопротивления от степени открытия.

Пример определения зависимости коэффициента сопротивления от степени открытия клапанов, а также оценку пригодности клапанов различных конструкций для регулирования см. в п. III-33.

По рис. VII-10 определяется отнесенный к скорости в большем сечении коэффициент сопротивления трубы Вентури (для измерения расхода) в зависимости от отношения сечений после сужения и до него¹.

По рис. VII-11 определяются коэффициенты сопротивления при резких изменениях сечения в зависимости от соотношения сечений. Значения коэффициентов сопротивления всегда относятся к скорости в меньшем сечении.

Для диффузоров, находящихся в прямом канале, коэффициенты расширения ξ_r , иначе называемые коэффициентами полноты удара, определяются по рис. VII-12 в зависимости от вида диффузора и его суммарного угла раскрытия. Пирамидальными названы диффузоры с прямоугольным или квадратным сечением и с расширением в обеих плоскостях. Для пирамидальных диффузоров с неравными углами раскрытия в обеих плоскостях за расчетный принимается больший угол.

Коэффициент сопротивления диффузора, отнесенный к входной (наибольшей) скорости, определяется из равенства:

$$\xi_d = \Phi \xi_{\text{вых}}, \quad (1-27)$$

где $\xi_{\text{вых}}$ — коэффициент сопротивления резкого увеличения сечения, определяемый по рис. VII-11 в зависимости от отношения начального и конечного сечений диффузора.

По рис. VII-13 выбирается оптимальная форма ступенчатых диффузоров (см. п. III-22) и определяется общий коэффициент сопротивления таких диффузоров. По заданному

отношению выходного и входного сечений всего диффузора и по относительной его длине (отношение длины к стороне входного сечения, лежащей в плоскости расчетного, большего угла раскрытия, а при одинаковых углах раскрытия — к большей стороне) определяется по верхней части графиков оптимальный суммарный угол раскрытия диффузорной части ступенчатого диффузора; по нижней части графика определяется суммарный коэффициент сопротивления диффузора с этим углом раскрытия.

Ввиду нерезкой зависимости коэффициента сопротивления ступенчатого диффузора от угла раскрытия диффузорной части можно принимать для расчета значение коэффициента сопротивления, определяемое по графику (т. е. для оптимального угла), также при углах раскрытия, незначительно отличающихся от оптимального.

Штриховые участки кривых графика на рис. VII-13 соответствуют тем случаям, когда при заданных значениях соотношения сечений и относительной длины минимальный коэффициент сопротивления получается при отсутствии резкого перехода, т. е. диффузор следует выполнять прямолинейным.

Коэффициенты сопротивления диффузора за вентилятором при наличии последующего напорного участка определяются по рис. VII-14 в зависимости от степени расширения (отношения выходного и входного сечений) диффузора и безразмерной длины диффузора l/Vf_1 .

Коэффициент сопротивления диффузора за вентилятором практически не зависит от того, является диффузор плоским или пирамидальным, и определяется для обоих типов по одному графику. Ступенчатые диффузоры за вентилятором выбираются и рассчитываются по рис. VII-14, б так же, как расположенные в канале, но вместо угла раскрытия диффузорной части определяется ее степень расширения.

1-28. Сопротивление поворотов рассчитывается по следующим указаниям.

Отводом (главным «нормальным» поворотом) называется поворот, у которого при равенстве входного и выходного сечений закругления обеих кромок, внутренней и наружной, представляют собой дуги концентрических окружностей с радиусами соответственно $r_{\text{вн}} > 0$ и $r_{\text{н}} = r_{\text{вн}} + b$, где b — размер канала в плоскости поворота; для круглого канала $b = d$.

Поскольку закругления обеих кромок такого поворота описаны из общего центра, кривизна поворота характеризуется радиусом закругления осевой линии канала R , причем $R/b > 0,5$.

Поворот с незакругленной наружной кромкой, а также при равных радиусах закругления обеих кромок называется коленным (резким поворотом). Повороты с обеими острыми кромками и особенно с закруглением одной наружной кромки ($r_{\text{н}} > 0$ при $r_{\text{вн}} = 0$) не должны применяться (см. рис. III-14).

¹ Обычно подробный расчет сужающих измерительных устройств выполняется в проекте контрольно-измерительных приборов (КИП), откуда следует принимать падение давления в них.

Ниже приводятся данные о коэффициентах сопротивления поворотов различных типов с равными сечениями на входе и на выходе, а также поворотов с изменением сечений и с направляющими лопатками или листами. В пп. III-25—III-29 приведены рекомендации для выбора конфигурации и уменьшения сопротивления поворотов, а также значения коэффициентов сопротивления для некоторых поворотов специальных конструкций.

1-29. Коэффициент сопротивления для всех поворотов в канале подсчитывается по общей формуле:

$$\xi = K_{\Delta} \xi_0 BC, \quad (1-28)$$

где ξ_0 — исходный коэффициент сопротивления поворота, зависящий от формы и отно-

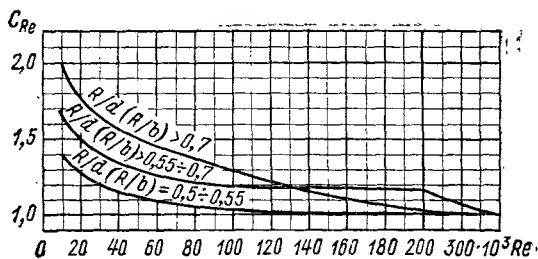


Рис. 1-11. Поправочный множитель C_{Re} к коэффициенту сопротивления отводов при $Re < 2 \cdot 10^5$

сительной кривизны его; K_{Δ} — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости стенок; при обычной шероховатости стенок газов и воздухопроводов и газоходов котла среднее значение K_{Δ} принимается равным 1,3 для отводов, 1,2 для колен; значение произведения $K_{\Delta} \xi_0$ для отводов и колен с закругленными и срезанными кромками определяется по рис. VII-15; для колен без закругления кромок $K_{\Delta} \xi_0 = 1,4$; B — коэффициент, определяемый в зависимости от угла поворота по соответствующей кривой на рис. VII-16; при угле 90° $B = 1$; C — коэффициент, определяемый для отводов и колен с закруглением кромок в зависимости от отношения размеров поперечного сечения a/b (где a — перпендикулярный к плоскости поворота размер) по соответствующей кривой на рис. VII-17; при круглом или квадратном поперечном сечении $C = 1$; для колен с острыми кромками можно принимать $C = 1$ при всех значениях a/b .

1-30. При малых размерах сечения канала и малой скорости потока (при значениях числа Re , меньших $2 \cdot 10^5$) можно уточнить значение сопротивления отвода с помощью рис. 1-11, на котором представлена зависимость поправочного коэффициента от числа Рейнольдса.

1-31. Сопротивление составных поворотов, сваренных из отдельных элементов (так называемые сварные колена или сегментные

отводы), несколько превышает сопротивление «нормальных» отводов. Для колен, выполненных согласно действующим нормам, коэффициент сопротивления также рассчитывается по формуле (1-28). Усредненное значение произведения $K_{\Delta} \xi_0$ определяется по кривой 2 на рис. VII-15, а.

1-32. Сопротивление последовательно расположенных колен отличается от сопротивления двух изолированных колен. Отношение суммарного коэффициента сопротивления последовательно расположенных колен с углом поворота 90° , острых и с закругленными кромками к сумме коэффициентов сопротивления двух изолированных колен определяется по рис. VII-18 в зависимости от вида поворота (U и Z-образные в одной и разных плоскостях), отношения r/b и относительной длины прямого участка l/b ; коэффициент сопротивления колена с углом поворота 90° определяется по рис. VII-15, б в зависимости от отношения r/b и по рис. VII-17 или по указаниям п. 1-29.

Рис. VII-18 можно пользоваться при расчете сопротивления последовательно расположенных колен с углами, отличающимися от 90° не более чем на 20° , но не для областей, где происходит резкое изменение коэффициентов сопротивления.

Для расчета сопротивления последовательно расположенных отводов графиками на рис. VII-18 пользоваться не следует.

1-33. Коэффициенты сопротивления колен с изменением сечения (как диффузоров, так и конфузоров), отнесенные к скорости в меньшем сечении поворота, рассчитываются по общей формуле (1-28). Произведение $K_{\Delta} \xi_0$ определяется по рис. VII-19 в зависимости от соотношения выходного F_2 и входного F_1 сечений. Для колен с закругленными кромками при одинаковых радиусах закругления обеих кромок (см. рис. III-15) эта величина зависит также от относительной кривизны закругления кромок r/b , где b — размер в плоскости поворота для меньшего сечения; параметр a/b принимается по входному сечению. Расчет сопротивления колена с закруглением кромок разными радиусами, различающимися не более чем вдвое, можно с достаточной точностью вести по рис. VII-19, а, определяя величину r/b по значению радиуса, равному среднему из значений радиусов закруглений кромок.

В тех случаях, когда изменение скорости в повороте от w_1 до w_2 происходит не за счет изменения сечения, а за счет изменения расхода в пределах поворота, расчет приближенно ведется без учета изменения расхода, для поворота постоянного сечения. Дополнительно следует учесть сопротивление расхода тройника (см. ниже).

В связи с большой неравномерностью потока за поворотом-диффузором влияние такого поворота на последующие сопротивления может быть очень существенным. Если поток после поворота выходит в большой объем, а за поворотом стабилизирующий

участок отсутствует или имеет длину, меньшую трех эквивалентных диаметров выходного сечения, это влияние учитывается увеличением в 1,8 раза коэффициента сопротивления, определенного по формуле (1-28) и по рис. VII-19.

1-34. Коэффициент сопротивления отвода с направляющими листьями (тонкими концентрическими лопатками) рассчитывается по общей формуле (1-28). При условии выравнивания потока перед отводом параметр a/b рассчитывается с учетом установки листов, т. е. значение b принимается равным ширине единичных каналов, образованных соседними листьями. При невыравненном потоке влияние установки направляющих листов не учитывается в расчете сопротивления.

1-35. Для определения коэффициентов сопротивления поворотов с направляющими лопатками нет общих рекомендаций. Для поворотов на 90° с оптимальным количеством направляющих лопаток (см. п. III-29) можно приближенно принимать следующие значения коэффициентов сопротивления (с учетом шероховатости стенок): при $r/b = 0,25$ $\zeta = 0,4$, при $r/b = 0$ $\zeta = 0,6$.

1-36. Повороты потока внутри пучка труб представляют собой более сложные местные сопротивления, чем рассмотренные ранее повороты в газозадухотпроводах, вследствие взаимного влияния поворота и пучка на их сопротивление.

Для поворотов в пучках принят условный метод расчета. Сопротивление пучка труб рассчитывается независимо от наличия поворота, а коэффициент местного сопротивления последнего принимается:

при повороте на 180° $\zeta = 2,0$;

при повороте на 90° $\zeta = 1,0$;

при повороте на 45° $\zeta = 0,5$.

Скорость потока в повороте рассчитывается с учетом загромождения сечения трубами.

Во всех случаях изменения сечения газозадухот в начале и в конце поворота в пучке независимо от того, имеет ли место сужение или расширение сечения, местное сопротивление такого поворота рассчитывается по среднему значению двух скоростей: начальной и конечной (см. п. 1-47). Повороты в пучке на 180° рассчитываются по среднему значению трех скоростей: в начале, в середине и в конце поворота.

1-37. Тройники разделяются в зависимости от геометрической формы на несимметричные и симметричные, в зависимости от направления потоков — на раздающие и собирающие. В несимметричном тройнике один из потоков до слияния или после разделения проходит напрямик без поворота, а второй направлен под углом к общему каналу. В симметричном тройнике оба рукава имеют одинаковое сечение и направлены под одинаковым углом к общему каналу. В раздающем тройнике общий поток разветвляется на две части, а в собирающем два потока сливаются в один общий. На рис. 1-12 представлены простейшие схемы несимметрич-

ных и симметричных раздающих и собирающих тройников.

Общие указания по расчету тройников приводятся ниже только для тройников простейшей формы — с постоянным сечением каналов и острыми углами. Однако при проектировании газозадухотпроводов следует учитывать, что потеря давления в таких тройниках велика и необходимо, как правило, применять тройники с уменьшенным сопротивлением, схемы которых приведены в п. III-32; там же даны некоторые рекомендации для их расчета (см. также п. 1-39).

Для несимметричных тройников приняты две расчетные схемы, определяющиеся соотношением сечений ответвлений и общего сборного канала. Первая из них (рис. 1-12, а, в) — тройники, у которых сечение прямого ответвления (прохода) $F_{\text{п}}$ равно сечению общего (сборного) канала $F_{\text{с}}$; соответственно эта схема обозначается как тройники с $F_{\text{п}} = F_{\text{с}}$. Вторая схема (рис. 1-12, б, г) — тройники, у которых сумма сечений ответвлений примерно равна сечению сборного канала; они обозначаются как тройники с $F_{\text{п}} + F_{\text{б}} = F_{\text{с}}$.

Следует учитывать, что расчетные формулы для первой схемы всегда предполагают равенство $F_{\text{п}}$ и $F_{\text{с}}$, в то время как формулы для тройников $F_{\text{п}} + F_{\text{б}} = F_{\text{с}}$ применимы и в случае неточного соблюдения указанного равенства. Поэтому по второй схеме рассчитываются все тройники, не отвечающие условию $F_{\text{п}} = F_{\text{с}}$.

В общем случае коэффициент местного сопротивления тройника зависит от типа последнего, от угла ответвления и от соотношений сечений и расходов по отдельным каналам.

1-38. Для несимметричных раздающих тройников типа $F_{\text{п}} = F_{\text{с}}$ с углами ответвлений $15-90^\circ$ коэффициенты местного сопротивления, отнесенные к скорости в соответствующем ответвлении, даны на рис. VII-20, где $\zeta_{\text{б}}$ — коэффициент сопротивления тройника для потока, проходящего с поворотом, а $\zeta_{\text{п}}$ — то же для потока, проходящего напрямик.

К значению коэффициента сопротивления бокового ответвления под углом 90° , имеющего относительно малую высоту ($d_{\text{б}}/d_{\text{с}} < 0,7$ или $h_{\text{б}}/h_{\text{с}} < 0,7$, где d — диаметр круглых газопроводов, а h — высота прямоугольных) прибавляется постоянное слагаемое 0,5.

Коэффициент сопротивления раздающих тройников для потока, проходящего напрямик, $\zeta_{\text{п}}$ не зависит от угла поворота бокового ответвления.

Коэффициенты сопротивления несимметричных собирающих тройников типа $F_{\text{п}} = F_{\text{с}}$ с углами $15-90^\circ$, отнесенные к скорости в сборном (общем) канале, определяются по рис. VII-21 в зависимости от соотношения сечений $F_{\text{б}}$ и $F_{\text{с}}$ и от соотношения расходов (Q , $\text{м}^3/\text{сек}$) в боковом ответвлении и в сборном канале.

Индекс «с» при ζ означает, что коэффициент сопротивления относится к скорости в сборном канале.

Как видно из графика, наблюдаются не только положительные, но и отрицательные значения коэффициента местного сопротивления.

1-39. Коэффициенты сопротивления тройников типа $F_n = F_c$ даны для обычного конструктивного выполнения их — для прямых каналов с поворотом вокруг острой кромки. Незначительное скругление кромок,

1-40. Коэффициенты сопротивления для обоих ответвляющихся потоков в несимметричных тройниках типа $F_n + F_6 = F_c$ относятся к скорости в соответствующем ответвлении.

Коэффициенты сопротивления для раздающих тройников определяются по рис. VII-22 в зависимости от отношений скоростей в ответвлении и в сборном канале.

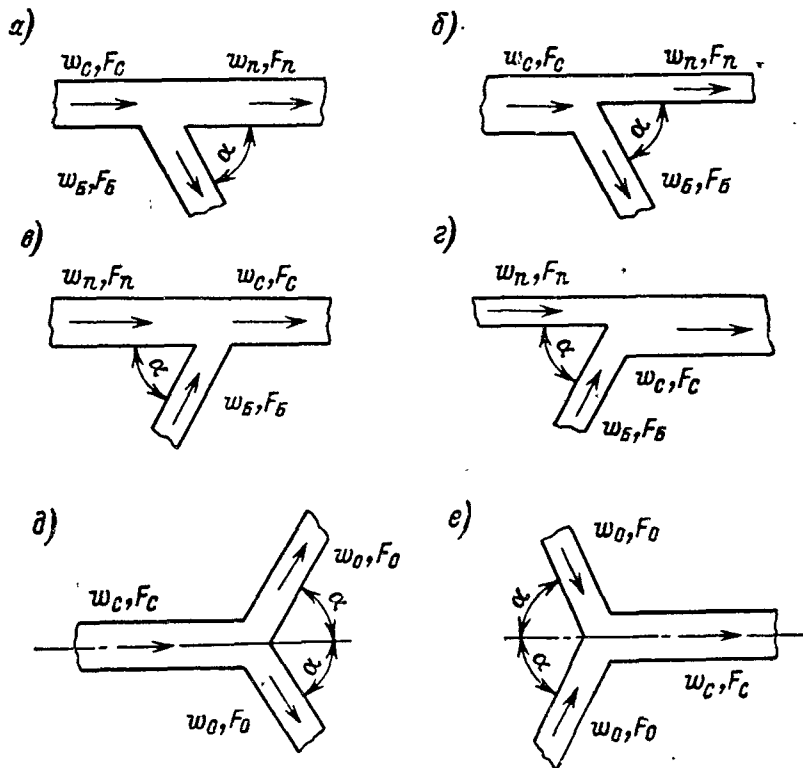


Рис. 1-12. Схемы раздающих и собирающих тройников: а и б — несимметричные раздающие, в и г — несимметричные собирающие, д — симметричный раздающий, е — симметричный собирающий (а и в — типа $F_n = F_c$, б и г — типа $F_n + F_6 = F_c$)

а также коническое уширение каналов у мест соединения (см. рис. III-21, III-22) уменьшают коэффициенты сопротивления боковых ответвлений.

Коэффициенты сопротивления бокового ответвления тройников типа $F_n = F_c$ с диффузором, конфузуром или закруглением кромок в месте присоединения ответвления определяются по равенствам:

$$\text{для раздающих тройников} \quad \zeta'_6 = \zeta_6 - \Delta\zeta, \quad (1-29)$$

$$\text{для собирающих тройников} \quad \zeta'_{c,6} = \zeta_{c,6} - \Delta\zeta (w_6/w_c)^2, \quad (1-30)$$

где ζ_6 и $\zeta_{c,6}$ — коэффициенты сопротивления прямого ответвления с острой кромкой; $\Delta\zeta$ — поправка к коэффициенту сопротивления, принимаемая по табл. VII-4.

Коэффициент сопротивления прохода при углах ответвления $\alpha \leq 60^\circ$ не зависит от угла ответвления; при угле 90° значение ζ_n дополнительно зависит от отношения сечений прохода и сборного канала.

Коэффициенты сопротивления для собирающих тройников определяются по рис. VII-23 в зависимости от угла поворота, соотношения скоростей в боковом ответвлении и в проходе и от соотношения сечений ответвления и прохода.

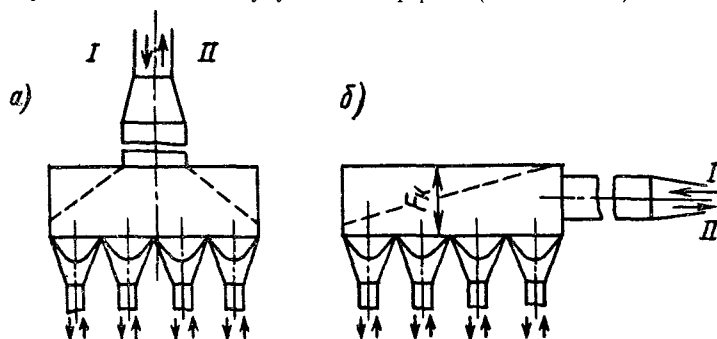
Скругление кромок или устройство конических переходов на боковых ответвлениях тройников типа $F_n + F_6 = F_c$ не учитывается при определении коэффициентов сопротивления.

1-41. Коэффициенты сопротивления для потоков, проходящих по любому ответвлению симметричных тройников

(рис. 1-12, д, е), относятся к скорости в соответствующем ответвлении. Для собирающих тройников они определяются по рис. VII-24. Для раздающих тройников коэффициенты сопротивления приближенно определяются так же, как для боковых ответвлений несимметричных раздающих тройников типа $F_{\Pi} + F_6 = F_c$, т. е. по рис. VII-22. Коэффициенты сопротивления для раздающих тройников зависят от угла ответвления и соотношения скоростей в рассчитываемом ответвлении и в сборном канале; для собирающих тройников ζ зависит также от отношения сечений ответвления и сборного канала.

Рис. 1-13. Коробы раздающие и собирающие
а — с центральным подводом (отводом),
б — с торцевым подводом (отводом)

I — раздающий; II — собирающий



Скругление кромок или устройство конических переходов на ответвлениях симметричных тройников как раздающих, так и собирающих, заметно сказывается на коэффициентах сопротивления только при угле ответвления 90° . Для этого случая можно приближенно определять коэффициент сопротивления по формуле (1-29).

1-42. Крестовины являются сложными элементами, и для их коэффициентов сопротивления нет общих рекомендаций. Значения коэффициентов сопротивления ряда крестовин, могущих встречаться в газоздушных трактах, даны в книге И. Е. Идельчика «Справочник по гидравлическим сопротивлениям». На рис. VII-25 приводятся коэффициенты сопротивления симметричной крестовины со слиянием потоков (собирающей) типа $F_{16} = F_{26} = F_6$, $F_{\Pi} = F_c$, $\alpha = 90^\circ$ (сечения боковых ответвлений одинаковы, а также одинаковы сечения основного канала до и после слияния; боковые ответвления расположены под углом 90° к основному каналу). Коэффициент сопротивления бокового ответвления, отнесенный к скорости в собирающем канале, определяется по рис. VII-25, а в зависимости от отношений расхода в рассчитываемом ответвлении к расходу в собирающем канале и к расходу во втором ответвлении (Q_{16}/Q_c и Q_{26}/Q_{16}), а также от соотношения сечений рассчитываемого ответвления и сборного канала F_{16}/F_c . Коэффициент сопротивления прохода, также отнесенный к скорости в собирающем канале, определяется по рис. VII-25, б в зависимости от соотношения расходов в проходе и в собирающем канале.

Для симметричных крестовин с разделением потоков (раздающих) типа $F_{16} = F_{26} =$

$= F_6$; $F_{\Pi} = F_c$ с прилеганием боковых ответвлений под различными углами коэффициенты сопротивления бокового ответвления ζ_6 и прохода ζ_{Π} , отнесенные к скорости соответственно в рассчитываемом ответвлении или проходе, приближенно определяются так же, как для тройников, по рисункам соответственно VII-20, а или VII-20, б в зависимости от соотношения скоростей.

1-43. Как правило, следует избегать установок раздающих и собирающих коробов (коллекторов), заменяя их для уменьшения потери давления тройниками улучшенной формы (см. п. III-32). В тех

случаях, когда все же приходится устанавливать короба, их коэффициенты сопротивления, отнесенные к скорости на входе в короб, определяются по следующим уравнениям.

Для раздающих коробов:

при центральном подводе (рис. 1-13, а) с учетом относительно небольшого количества отводящих каналов

$$\zeta = 1,1 + 0,7 (F_{\text{под}}/F_{\text{отв}})^2, \quad (1-31)$$

при торцевом подводе (рис. 1-13, б)

$$\zeta = 0,7 + \left(0,5 - 0,7 \frac{F_{\text{под}}}{F_K}\right)^2 + 0,7 \left(\frac{F_{\text{под}}}{F_{\text{отв}}}\right)^2. \quad (1-32)$$

Для собирающих коробов:

при центральном отводе (рис. 1-13, а) ζ определяется по формуле (1-31), при торцевом отводе (рис. 1-13, б)

$$\zeta = 1,1 + 0,9 \left(\frac{F_{\text{под}}}{F_K}\right)^2 + 0,5 \left(1 - \frac{F_{\text{отв}}}{F_K}\right) \left(\frac{F_{\text{под}}}{F_{\text{отв}}}\right)^2; \quad (1-33)$$

при одинаковом сечении отвода и коллектора последний член формулы (1-33) равен нулю.

В этих формулах $F_{\text{под}}$, $F_{\text{отв}}$ — суммарные площади сечения подводящих и отводящих каналов непосредственно у короба, m^2 ; F_K — площадь поперечного сечения короба, m^2 .

Коллекторы с центральным, а также двусторонним торцевым подводом или отво-

дом делятся на две половины по длине, и расчет ведется для половины.

Для клиновых коробов (штриховая на рис. 1-13) коэффициенты сопротивления также определяются по формулам (1-31)–(1-33). Полученные значения умножаются на коэффициент 1,1–1,2 в зависимости от степени сужения. Значение F_k принимается в этом случае по большему сечению короба.

Формулы (1-31)–(1-33) получены для коробов с перпендикулярным присоединением патрубков. Если патрубки присоединены к коробу под углом, меньшим 90° (см. рис. III-2, б), то коэффициент сопротивления короба приближенно рассчитывается так же, как для несимметричных тройников типа $F_{\Pi} \approx F_0$ с соответствующим углом ответвления. В этом случае скорости и расходы подсчитываются для предпоследнего по ходу среды ответвления раздающего короба или для второго ответвления собирающего. К сопротивлению тройника прибавляются: для раздающих коробов сопротивление входа в короб, для собирающих — сопротивление выхода из короба.

1-Д. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЩИХ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

1-44. Расчет газового и воздушного трактов ведется, как правило, на номинальную нагрузку агрегата, для которой выполнен тепловой расчет. Поэтому основные исходные данные для расчета потерь давления в пакетах поверхностей нагрева агрегата — скорости и температуры, живые сечения и прочие конструктивные данные — принимаются обычно из теплового расчета или определяются по указаниям Нормативного метода теплового расчета. В отдельных случаях для определения максимального давления в газопроводах должны выполняться расчеты на пониженные нагрузки (см. п. III-5).

Сопротивления участков тракта, включающих в себя поверхности нагрева, рассчитываются по средним для данного участка условиям (скорость, температура и т. п.), за исключением отдельных местных сопротивлений, сосредоточенных на начале или конце участка. Эти сопротивления рассчитываются по условиям для того участка тракта, к которому они относятся (для поворотов между пучками см. п. 1-36).

Усреднение исходных данных для рассчитываемой поверхности нагрева выполняется также в соответствии с Нормативным методом теплового расчета, за исключением конструктивных характеристик, которые усредняются или суммируются согласно приводимым ниже указаниям.

1-45. Расчетная скорость газов или воздуха (в м/сек)

$$\omega = \frac{V}{3600F},$$

где V — часовой объем газов или воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$; F — живое сечение газопровода, м^2 .

Площадь живого сечения газопровода рассчитывается согласно следующим указаниям.

При течении внутри труб площадь живого сечения (в м^2)

$$F = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4}, \quad (1-34)$$

где z — количество параллельно включенных труб; $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр труб, м.

При продольном омывании труб снаружи

$$F = ab - \frac{\pi z d^2}{4}, \quad (1-35)$$

где a и b — поперечные размеры газопровода в свету, м; z — количество труб в газопроводе; d — наружный диаметр труб, м.

Расчетная площадь живого сечения газопровода регенеративных, пластинчатых и ребристых воздухоподогревателей равна сумме сечений газовых или воздушных каналов.

Для поперечно омываемых пучков гладких труб

$$F = ab - z_l dl, \quad (1-36)$$

где z_l — количество труб в одном ряду по ширине пучка; l — омываемая газами длина труб, м.

При косом омывании пучков труб расчетная площадь живого сечения газопровода определяется по той же формуле (1-36), но размеры a и b принимаются для сечения газопровода, лежащего в осевой плоскости труб (см. рис. 1-7).

Для пучков труб с поперечными ребрами

$$F = \left[1 - \frac{1}{s_1/d} \left(1 + 2 \frac{h_{\text{рб}} \delta}{s_{\text{рб}} d} \right) \right] ab, \quad (1-37)$$

где s_1 — поперечный шаг труб, м; d — диаметр несущей трубы, м; $h_{\text{рб}}$, δ — высота и средняя толщина ребра, м; $s_{\text{рб}}$ — шаг ребер, м.

1-46. Эквивалентный (гидравлический) диаметр d_3 для круглого сечения (при течении внутри трубы) равен внутреннему диаметру трубы, а для некруглого сечения определяется по формуле:

$$d_3 = 4F/U, \quad (1-38)$$

где F — живое сечение канала, м^2 ; U — полный периметр сечения, омываемый текущей средой, м.

Для каналов с прямоугольным сечением формула (1-38) получает вид:

$$d_3 = \frac{2ab}{a+b}, \quad (1-38a)$$

где a и b — размеры сторон прямоугольного сечения, м.

Эквивалентный диаметр газопровода прямоугольного сечения с расположенным внутри пучком труб, омываемых продольным пото-

ком газов, определяется также по формуле (1-38), приведенной к виду:

$$d_3 = \frac{4 \left(ab - z \frac{\pi}{4} d^2 \right)}{2(a+b) + \pi d}, \quad (1-38б)$$

где z — полное количество труб в газоходе; d — наружный диаметр труб, м.

Эквивалентный диаметр поперечного сечения пучка труб с поперечными ребрами определяется по п. 1-22.

Эквивалентный диаметр для пучка труб с продольными ребрами

$$d_3 = \frac{4 \left[ab - z \left(\frac{\pi}{4} d^2 + n h_{p6} \delta \right) \right]}{2(a+b) + \pi d + 2n h_{p6}}, \quad (1-38в)$$

где h_{p6} , δ — высота и толщина ребра, м; n — количество ребер на трубе.

1-47. При расчете газохода с несколькими участками поверхности нагрева, имеющими одинаковый характер омывания, но различные живые сечения, рекомендуется усреднять площади живых сечений по условию усреднения скоростей пропорционально числам рядов при поперечном омывании

$$F = \frac{z'_2 + z''_2 + \dots}{\frac{z'_2}{F'} + \frac{z''_2}{F''} + \dots} \quad (1-39а)$$

или пропорционально длинам участков при продольном омывании

$$F = \frac{l' + l'' + \dots}{\frac{l'}{F'} + \frac{l''}{F''} + \dots}, \quad (1-39б)$$

где F' , F'' , ..., z'_2 , z''_2 , ..., l' , l'' , ... — площади живых сечений, соответствующие им числа рядов и длины отдельных участков газохода.

Расчетная скорость газов или воздуха определяется в этом случае по усредненному сечению.

Если скорости в отдельных участках уже рассчитаны, то усреднять площади живых сечений излишне. В этом случае усредняются скорости по формулам вида:

$$\omega = \frac{z'_2 \omega' + z''_2 \omega'' + \dots}{z'_2 + z''_2 + \dots}. \quad (1-40)$$

В тех случаях, когда поверхности нагрева отдельных участков, приходящиеся на один ряд труб или на метр длины, различаются не более чем на 25%, можно подставлять вместо количества рядов или длин участков поверхности нагрева участков, как это делается в тепловом расчете. Так же можно поступать при расчете сопротивления пакетов труб, у которых часть рядов разрежена (фестонированные ряды), но доля разреженных рядов не больше 25% общего количества. Если в этом случае трубы основной части пакета расположены коридорно, а фестониро-

ванной — в шахматном порядке, то сопротивление всего пакета можно рассчитывать по формулам для коридорных пучков.

При необходимости расчета местных сопротивлений по полусумме двух скоростей рекомендуется вести расчет по усредненной площади живого сечения, рассчитанной по формуле:

$$F = \frac{2}{\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2}} = 2 \frac{F_1 F_2}{F_1 + F_2}. \quad (1-41а)$$

При расчете местного сопротивления по трем скоростям расчетная площадь живого сечения определяется по формуле:

$$F = \frac{3}{\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2} + \frac{1}{F_3}}. \quad (1-41б)$$

При разнице в площадях сечений, не превышающей 25%, для расчета могут быть приняты среднеарифметические значения площадей.

1-48. По формулам типа (1-39) усредняются при необходимости эквивалентные диаметры участков продольного омывания [причем исходные значения d_3 определяются по формулам (1-38)] и диаметры труб при поперечном омывании. При наличии теплового расчета усредненный диаметр поперечно омываемых труб всегда принимается по этому расчету.

1-49. В соответствии с указаниями пп. 1-17 и 1-18 сопротивление пучков рассчитывается по усредненным шагам труб, если их значения находятся в пределах применимости одной формулы (1-13) или (1-16).

Усреднение шагов труб в пучке производится по формуле типа (1-40). При наличии теплового расчета ввиду относительно слабой зависимости коэффициентов сопротивления от шагов можно принимать усредненные шаги из этого расчета. В пучках с разрывами по ходу газов продольный шаг принимается равным фактическому шагу без учета разрывов.

1-50. Усреднение количества рядов труб, проводимое в тепловом расчете, в расчете тяги и дутья неприменимо, так как сопротивление последовательно расположенных участков газохода должны суммироваться. Поэтому количества рядов труб в отдельных участках поперечного омывания в случае расчета сопротивления всего пучка не усредняются, а суммируются.

1-51. В пучках со смешанным омыванием, т. е. с чередующимися участками поперечного и продольного омывания газовым потоком, путь для расчета сопротивления определяется по условной средней линии, как показано на рис. 1-14, т. е. в каждом участке поперечного омывания учитывается только половина рядов труб пучка. При наличии поперечных перегородок учитываются все ряды труб, захваченные перегородкой, и половина рядов труб, находящихся за ней (рис. 1-15).

Для пучков, несколько рядов которых имеют шахматное расположение труб, а остальные — коридорное, сопротивления

при поперечном омывании рассчитываются отдельно для шахматных рядов по их количеству и отдельно для коридорных, а затем суммируются. При этом тот ряд труб, который является последним из рядов с перво-

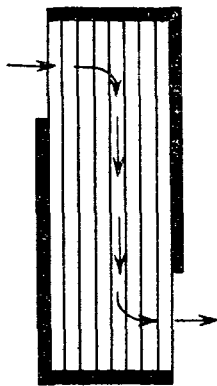


Рис. 1-14. Схема пучка со смешанным омыванием

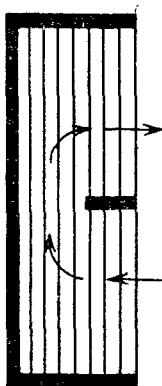


Рис. 1-15. Схема пучка с поперечной перегородкой

начальной компоновкой и первым из рядов с последующей, относится к рядам с первоначальной компоновкой.

1-52. При расчете поворота, лежащего между двумя отдельно рассчитываемыми пучками, допускается в качестве начальных и конечных принимать расчетные скорости и плотности из теплового расчета, отнесенные к средним температурам потока и избыткам воздуха в этих же пучках, не уточняя их по значениям температуры и избытка между пучками. При этом расчетная формула (1-4) принимает несколько иной вид:

$$\Delta h_{\text{пов}} = \frac{\zeta}{2} \left(\frac{w_1^2 \rho_1}{2} + \frac{w_2^2 \rho_2}{2} \right), \quad (1-42)$$

где $\frac{w_1^2 \rho_1}{2}$ и $\frac{w_2^2 \rho_2}{2}$ (в мм вод. ст.) определяются

по соответствующим для каждого пучка значениям скорости и температуры потока.

Сопротивление незагроможденных трубами поворотов, находящихся между совместно рассчитываемыми пучками, определяется по усредненному сечению и средним температуре и избытку воздуха.

Коэффициенты сопротивления поворотов между пучками принимаются по п. 1-36.

1-53. При наличии в рассчитываемом тракте параллельных участков с неодинаковыми сечениями или коэффициентами сопротивления расчет в общем случае проводится по коэффициенту сопротивления одного (любого) из участков, для обозначения характеристик которого принимается индекс 1. Расчетная скорость определяется по условному суммарному сечению $F_{\text{усл}}$:

$$F_{\text{усл}} = F_1 + F_2 \sqrt{\frac{\zeta_1}{\zeta_2}} + F_3 \sqrt{\frac{\zeta_1}{\zeta_3}} + \dots + F_i \sqrt{\frac{\zeta_1}{\zeta_i}}, \quad (1-43)$$

где F_i и ζ_i — площади сечения, м^2 , и коэффициенты сопротивления параллельных участков.

При наличии параллельных участков одинакового сечения, коэффициенты сопротивления которых по приближенной оценке различаются не более чем в 1,5 раза, расчет ведется по скорости, определенной по суммарному сечению всех участков, для участка средней длины со средним коэффициентом местных сопротивлений (при наличии поворота — со средним углом поворота).

ГЛАВА ВТОРАЯ

РАСЧЕТ ГАЗОВОГО ТРАКТА

2-А. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

2-1. Как указано в п. 1-12, в целях упрощения расчета газового тракта все сопротивления рассчитываются для сухого воздуха при нормальных условиях (плотность $\rho_0 = 0,132 \text{ кгс} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$), для которых построены все расчетные графики.

В связи с этим порядок расчета газового тракта таков. Сначала рассчитываются все сопротивления по плотности сухого воздуха, затем рассчитывается самотяга по отдельным участкам тракта. Сопротивления суммируются с внесением всех необходимых поправок, отдельно суммируется самотяга, обычно без поправок, и, наконец, по величине алгебраической разности сопротивлений и самотяги определяется перепад полных давлений

в газовом тракте, используемый для выбора дымососа.

Исходные данные для расчета сопротивлений определяются в соответствии с § 1-Д.

2-2. Ввиду того что в расчете не учитывается ряд специфических моментов, характерных для протекания потока в действительных условиях, рассчитанные сопротивления отдельных газопроводов агрегата корректируются умножением на поправочный коэффициент K . Значения этого коэффициента для газопроводов различных конструктивных типов при нормальной степени загрязнения, т. е. без недопустимо больших отложений, забивающих сечения, получены в результате обработки данных ряда промышленных испытаний котельных агрегатов и приводятся ниже в параграфах, посвященных соответ-

ствующим элементам агрегата. Сводка значений поправочных коэффициентов приведена в табл. VII-5.

2-Б. СОПРОТИВЛЕНИЕ ПОВОРОТА ГАЗОВ НА ВЫХОДЕ ИЗ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЫ

2-3. В тех случаях, когда скорость газов в меньшем сечении поворота на выходе из топki превышает 10 м/сек при повороте на 90° и 7 м/сек при повороте на 180°, следует учитывать сопротивление этого поворота. Коэффициент сопротивления его определяется в зависимости от формы поворота по п. 1-33.

При наличии перед поворотом аэродинамического выступа — «носа», сужающего сечение топki, скорость в повороте рассчитывается по суженному сечению. Сопротивление поворота включается в перепад полных давлений в газовом участке тракта только при работе котла под наддувом. В котлах с уравновешенной тягой, для которых отсчет перепада давлений ведется от давления в верхней части топki, практически в конце поворота (см п. 2-56), сопротивление поворота учитывается при расчете перепада полных давлений в воздушном тракте (см. п. 3-22).

2-В. СОПРОТИВЛЕНИЕ ЗМЕЕВИКОВЫХ ПАКЕТОВ (ПЕРЕГРЕВАТЕЛИ, ГЛАДКОТРУБНЫЕ ЭКОНОМАЙЗЕРЫ И ПЕРЕХОДНЫЕ ЗОНЫ) И ШИРМОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

2-4. К змеевиковым относятся все трубные пакеты, состоящие из большого числа рядов попеременно омываемых газами труб малого диаметра (не более 60 мм). Продольное омывание таких пакетов встречается редко, и то лишь частичное.

Сопротивление змеевиковых пакетов, омываемых чисто поперечным потоком, рассчитывается обычным путем, не требующим особых пояснений.

Сопротивление подвесных и вертикальных отводящих труб змеевиковых пакетов конвективной шахты учитывается (только при расположении рядов этих труб поперек хода газов) по средним значениям температуры и скорости газов в камере; расчетное число рядов труб принимается равным половине общего числа рядов по ходу газов. Если ряды труб расположены вдоль хода газов, сопротивление этих труб не учитывается. Сопротивление одно- или двухрядного фестона, расположенного на выходе из горизонтального газохода, не учитывается, если скорость газов в нем не превышает 15 м/сек.

2-5. Ширмовые (полурадационные) поверхности представляют собой по газовой стороне ряд параллельно включенных каналов, стенки которых образованы большим количеством труб малого диаметра. Движение газов направлено чаще поперек, а иногда вдоль этих труб.

Из-за большой относительной ширины каналов коэффициент сопротивления ширм даже при поперечном омывании труб очень мал. С учетом этого можно во всех случаях рассчитывать сопротивление, принимая, что ширмы омываются продольным потоком. При этом следует ввести ряд упрощений.

Сопротивление и самотяга ширм, расположенных на выходе из топki, вообще не учитываются, так как при относительно малых скоростях газов, высоких температурах и больших шагах между панелями обе величины примерно компенсируют друг друга.

Сопротивление ширм, расположенных в газоходе, учитывается при скоростях газов, больших 10 м/сек. При этом, как сказано, расчет ведется для продольного омывания по формуле (1-3) по средней длине пути. Для упрощения вместо эквивалентного диаметра канала в формулу подставляется удвоенный шаг между ширмами. Коэффициент сопротивления трения принимается с учетом увеличенной шероховатости равным 0,04.

2-6. Суммарное сопротивление подвешенного вертикального перегревателя при наличии поворота газов на 90° внутри него складывается из сопротивления поперечного омываемой части, определенного по скорости, рассчитанной по сечению входа в пакет, и по полному количеству рядов труб; из сопротивления продольно омываемой части на длине, равной расстоянию между серединой входного газового окна и концом нижних петель, и из сопротивления поворота в пакете на 90°, рассчитанного по тем же сечениям поперечного и продольного омывания.

2-7. Иногда в пакете труб перегревателя имеются продольные газовые коридоры. Если такие коридоры закрыты двумя поперечными перегородками в начале и в конце пакета, то скорость газов рассчитывается по живому сечению газохода с учетом загромождения его как трубами, так и указанными перегородками, т. е. сечение коридоров в расчетное живое сечение газохода не вводится. Если же такие коридоры ничем не перекрыты, то скорость рассчитывается по живому сечению газохода, включая коридор. В обоих случаях расчета нормальный поправочный коэффициент к сопротивлению змеевиковых пучков уменьшается согласно формуле:

$$K_{\text{кор}} = K \left(1 - \frac{F_{\text{кор}}}{F} \right),$$

где $F_{\text{кор}}$ — суммарное сечение коридоров, м²; F — полное живое сечение газохода с открытыми коридорами, м².

В случае закрытия коридоров не только поперечными перегородками, но и продольными стенками, отделяющими коридор от пакета, поправочный коэффициент K не уменьшается.

В ряде случаев пакет перегревателя разрезен по ширине газохода путем пропуска или вырезки части змеевиков таким образом, что нормальные шаги труб по ширине пакета чередуются с удвоенными. В этих случаях расчет скорости газов ведется по фактиче-

скому живому сечению пакета, а шаг труб принимается для неразрезанного пакета, что дает некоторый запас в расчете.

2-8. В некоторых конструкциях для снижения температуры перегрева применяется пропуск части газов мимо перегревателя. Сопротивление такого перегревателя определяется как обычно, но с учетом фактического расхода газов, проходящих через перегреватель. Доля общего расхода газов, пропускаемая мимо перегревателя, определяется из теплового расчета по условиям получения желательного перегрева пара.

2-9. Поправочный коэффициент K для змеевиковых пакетов и ширмовых поверхностей при нормальной степени их загрязнения принимается по следующим рекомендациям:

для перегревателей ширмовых и коридорных¹ в горизонтальном газоходе на всех топливах $K = 1,2$;

для пакетов перегревателя и промежуточного перегревателя в конвективной шахте, а также для водяных экономайзеров (I и II ступени) при сжигании твердых топлив, дающих плотные золотые отложения (АШ, сланцы, канско-ачинские угли, промпродукт коксующихся углей, фрезторф), $K = 1,2$; для тех же поверхностей при сжигании твердых топлив, дающих сыпучие отложения, $K = 1,1$;

для перегревателей и промежуточных перегревателей в конвективной шахте и вторых ступеней водяных экономайзеров при сжигании мазута с применением очистки $K = 1,0$;

для первых ступеней водяных экономайзеров при сжигании мазута с применением очистки $K = 1,2$;

для всех змеевиковых поверхностей нагрева в конвективной шахте при сжигании газа $K = 1,0$.

Для змеевиковых котельных поверхностей котлов с принудительной циркуляцией принимаются такие же значения K , как для перегревателей.

2-Г. СОПРОТИВЛЕНИЕ КОТЕЛЬНЫХ ПУЧКОВ

2-10. Суммарное сопротивление котельных пучков в общем случае складывается из сопротивлений следующих видов: сопротивления поперечно омываемых пучков труб, сопротивления трения в продольно омываемых пучках труб и сопротивления поворотов газов внутри пучков или вне их. Как указано, потеря давления от изменения скорости при входе в котельные пучки и при выходе из них включена в сопротивление поперечно омываемого пучка и отдельно не учитывается.

В § 1-Д приведены указания по усреднению исходных данных в случае разбивки газохода котельного пучка на отдельные участки с различным омыванием. Для типовых от-

ественных котлов, в основном котлов малой мощности и старых конструкций, имеющих относительно большие пучки со смешанным омыванием или поверхности нагрева, выбор расчетных сечений которых не очень определен, схемы разбивки газоходов на участки продольного и поперечного омывания с указанием расчетных сечений газоходов приведены на рис. 2-1.

При расчете сопротивления газоходов котлов, схемы которых приведены на рис. 2-1, учитываются следующие указания.

В схеме на рис. 2-1, а в фестоне $F = a_1 h_1$; в перегревателе $F_1 = a_2 h_2$, $F_2 = a_3 h_3$, $F_{\text{ср}} = 2 \frac{F_1 F_2}{F_1 + F_2}$; в котельном пучке $F_1 = a_4 h_4$, $F_2 = a_5 h_5$, $F_3 = a_6 h_6$, $F_4 = a_7 h_7$; $F_{\text{ср}} = \frac{1}{\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2} + \frac{1}{F_3} + \frac{1}{F_4}}$,

где h_1, h_2, h_3, h_7 — высоты газоходов, средние поперек хода газов; h_4, h_5, h_6 — то же, средние вдоль хода газов; a — ширины газоходов с учетом загромождения трубами.

В схеме на рис. 2-1, в

$$l_{\text{поп}} = 2 \frac{l_{\text{вх}} l_{\text{вых}}}{l_{\text{вх}} + l_{\text{вых}}}.$$

В схеме на рис. 2-1, г оба котельных пучка рассчитываются по l_1 , второй пучок — по

$$a_{\text{ср}} = \frac{2z'_2 + z'_2}{\frac{z'_2}{a_3} + \frac{z'_2}{a_4} + \frac{z'_2}{a_5}}.$$

Схема на рис. 2-1, д — h — средняя высота участка с шахматным расположением.

В схеме на рис. 2-1, е первый пучок рассчитывается по $0,5 (l_1 + l_2)$, полное z_2 равно числу рядов пучка.

В соответствии с исходными данными определяются сопротивления поперечно и продольно омываемых поверхностей нагрева отдельно для поверхностей, расположенных до перегревателя и после него. Коэффициент сопротивления трения для продольно омываемых поверхностей в формуле (1-3) принимается по рис. 1-2 (см. п. 1-15, В). Для косого омывания (угол атаки менее 90°) указания даны в п. 1-20. Сопротивления поворотов в пучках могут рассчитываться с помощью рис. VII-2; значения коэффициентов местного сопротивления, а также указания для расчета скорости приведены в пп. 1-36 и 1-52.

2-11. Суммарное сопротивление умножается на поправочный коэффициент K , зависящий от типа газохода и, как правило, общий для всех котельных пучков, расположенных перед и за перегревателем. Поэтому рекомендуется сначала рассчитать суммарное сопротивление всех котельных пучков, а затем уже рассчитывать сопротивление перегревателя.

Значения поправочных коэффициентов даются ниже для отдельных типов котлов.

2-12. Сопротивление разрезанного фестона, в частности образован-

¹ Для перегревателей котлов, в которых сжигаются угли, дающие плотные отложения, или смесь торфа с мазутом, при регулярно действующей очистке величину K см. в табл. VI 1-5

ного из труб заднего экрана, с числом рядов труб $z_2 \leq 5$ при скорости газов $w \leq 10$ м/сек или $z_2 \leq 2$ при $w \leq 15$ м/сек отдельно не учитывается. Сопротивление фестона с большим числом рядов или более высокими скоростями рассчитывается по рис. VII-7 или

рис. VII-6 и VII-2; для упрощения следует всегда считать фестон оmyаемым поперечным потоком под углом 90° .

2-13. При расчете сопротивления котельных пучков вертикально-водотрубных котлов с разворотом газов в горизонтальной пло-

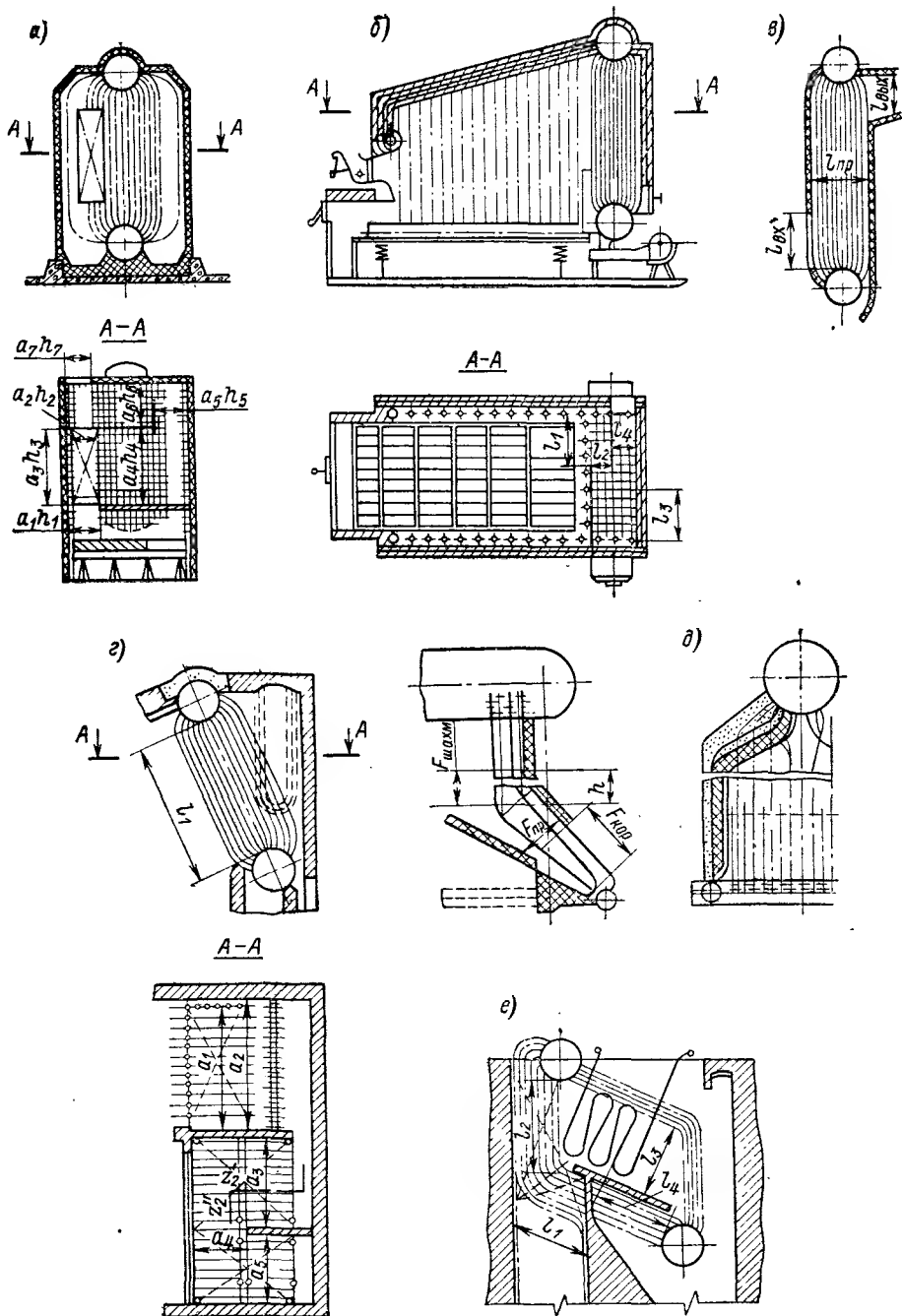


Рис. 2-1. Схемы для выбора расчетных сечений в газоходах котлов:

а — ДКВР, б — Е-1-9, в — СУ-20, г — КРШ, д — СУ-9 и ЭП-1, е — ТП-20 и 30, ТС-20 и 30, СП и МП

скости (рис. 2-1, а, б, г) принимается, что газовый поток движется по условной средней линии. Эти котлы могут изготавливаться с пучками трех типов: с поворотами газов на 180° вне пучка вокруг кромки перегородки (рис. 2-2, а), с такими же поворотами в пределах пучка при перегородке, не заходящей в пучок (рис. 2-2, б), и с такими же поворотами в пределах пучка при перегородке, заходящей в пучок (рис. 2-2, а).

Сопротивление пучка первого типа равно сумме сопротивлений обеих поперечно омываемых его частей (перед и за поворотом)

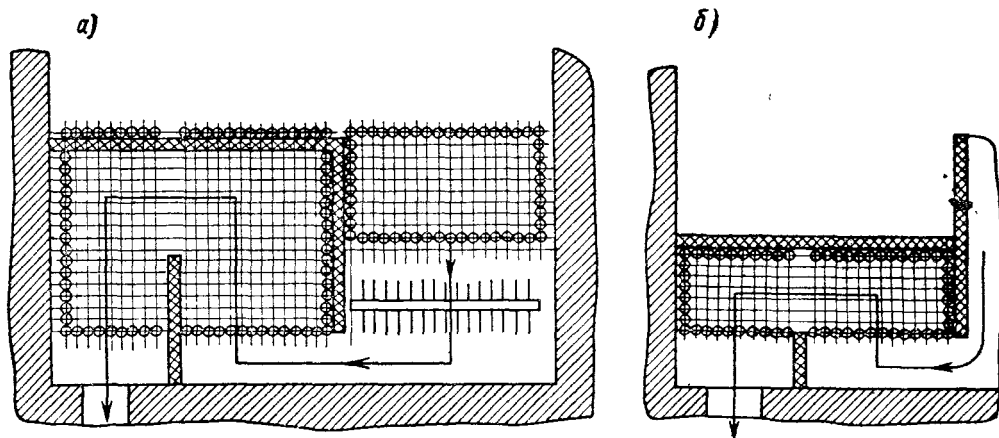


Рис. 2-2. Схемы газоходов с разворотом газов в горизонтальной плоскости

и поворота. Начальное и конечное сечения поворота принимаются с учетом загромождения их трубами, а сечение в середине поворота — свободным.

Во втором случае, т. е. при повороте в пределах пучка вокруг перегородки, не заходящей в пучок, суммарное сопротивление пучка складывается из сопротивления поперечно омываемых рядов труб от входа до середины первой части пучка, сопротивления поворота на 180° , рассчитанного по среднему из трех сжатых сечений по формуле (1-41б), сопротивления поперечно омываемых рядов труб от середины первой части до середины второй части пучка и от середины второй части пучка до выхода.

В третьем случае, т. е. при частичном углублении перегородки в пучок и при повороте в пределах последнего, число поперечно омываемых рядов труб принимается равным сумме числа рядов, захваченных перегородкой, и половины рядов труб, остающихся за кромкой перегородки.

2-14. Сечения отдельных участков газоходов, расположенных до и после перегревателя (рис. 2-1, а), усредняются по формулам (1-39), и скорость рассчитывается по усредненному сечению для всего газохода.

2-15. Для котельных пучков котлов малой мощности с поворотом газов в горизонтальной плоскости при нормальной степени загрязнения рекомендуется принимать поправочный коэффициент $K = 1,0$.

При наличии перед первым пучком камеры догорания ее сопротивление отдельно не рассчитывается и учитывается увеличением значения K до 1,15.

2-16. Движение газов в пучках многобаранных вертикально-водотрубных котлов старых конструкций отличается значительной сложностью, вследствие чего был принят условный способ расчета газовых сопротивлений этих пучков.

При выполнении первого пучка со смешанным продольно-поперечным омыванием сопротивление первой части пучка с малыми

скоростями газов, как правило, не учитывается из-за незначительности.

Сопротивление поперечно омываемой второй части первого пучка рассчитывается обычным путем по расчетному живому сечению пучка. Сопротивление поворота на 90° в первом пучке рассчитывается по п. 1-36 по скорости в сечении второй части пучка.

Сопротивление последующих (второго и третьего) пучков труб складывается из сопротивлений поперечно и продольно омываемых участков и поворотов, рассчитываемых в соответствии со схемой движения газового потока, указанной на рис. 1-14. Скорость газов в пределах обоих пучков принимается из теплового расчета или рассчитывается по средней температуре газов и по среднему избытку воздуха для обоих пучков.

Для расположенных до и после перегревателя котельных пучков многобаранных вертикально-водотрубных котлов, имеющих смешанное продольно-поперечное омывание, $K = 0,9$.

2-17. Секционные котлы выполнялись в двух модификациях: пролетными (одноходовые) и многоходовыми.

В котлах первого типа пучок труб омывается без поворотов, во втором случае газы совершают несколько поворотов на 180° . Угол атаки секционных котлов обычно равен приблизительно 75° , а в случае расположения секционных камер перпендикулярно к трубам практически равен 90° .

Как указывалось выше, расчетная величина живого сечения газохода определяется в плоскости, параллельной трубам. При угле $\beta \leq 90^\circ$ см. указания п. 1-20.

Указания для учета поворотов газов в пучках секционных многоходовых котлов такие же, как для пучков вертикально-водотрубных котлов с разворотом газов в горизонтальной плоскости.

Поправочный коэффициент K для секционных котельных пучков, расположенных до и после перегревателя, при нормальной степени загрязнения принимается равным 0,9.

2-Д. СОПРОТИВЛЕНИЕ ПУЧКОВ ТРУБ РЕБРИСТЫХ, ПЛАВНИКОВЫХ И МЕМБРАННЫХ ЭКОНОМАЙЗЕРОВ

2-18. Сопrotивление пучков труб с поперечными ребрами рассчитывается в общем случае по указаниям пп. 1-21—1-23. Для теплового чугунного экономайзера ВТИ (а также для ранее выпускавшихся экономайзеров б. ЦККБ (теперь ЦКТИ) с круглыми ребрами в формуле (1-4) принимается коэффициент сопротивления:

$$\xi = 0,5z_2,$$

где в величину ξ введен поправочный коэффициент $K \approx 1,2$.

2-19. Для нетиповых ребристых экономайзеров при нормальном эксплуатационном загрязнении их независимо от сорта топлива и типа топki принимается поправочный коэффициент $K = 1,4$ при эффективной регулярной обдувке и $K = 1,8$ при отсутствии таковой.

2-20. Сопrotивления пучков плавниковых труб рассчитываются по указаниям п. 1-24, мембранных пучков из цельносварных панелей по п. 1-25.

Поправочный коэффициент для таких поверхностей впрелд до получения эксплуатационных данных принимается таким же, как для гладкотрубных (см. п. 2-9).

2-Е. СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

2-21. Коэффициент сопротивления трения в каналах набивки вращающихся регенеративных воздухоподогревателей определяется по указаниям п. 1-15. Б. следует учитывать, что коэффициент сопротивления трения зависит от качества изготовления набивки, т. е. от высоты волн. Уменьшение высоты волн значительно снижает коэффициент трения.

Сопrotивление входа в каналы и выхода из них отдельно не учитывается.

При расчете скорости газов учитывается только площадь активного сечения без части сечения, находящейся под уплотнительными секторами.

Расчет сопротивления «горячей» и «холодной» частей производится условно по средним для всего воздухоподогревателя рас-

ходам воздуха и газов; температура принимается средняя для каждой части.

При расчете сопротивления воздухоподогревателя не определяется потеря давления, вызванная изменением скорости газов в крышке воздухоподогревателя при переходе от скорости в патрубке к скорости в объеме над набивкой и наоборот (соответственно при подводе и отводе газов). Эта потеря, а также сопротивление входа в набивку и выхода из нее учитываются поправочным коэффициентом K .

Поправочный коэффициент для вращающихся регенеративных воздухоподогревателей при наличии эффективной обдувки принимается для всех топлив, кроме мазута, равным единице. При сжигании мазута $K = 1,1$.

Для котлов с наддувом при начальном абсолютном давлении в воздухоподогревателе, превышающем $1,1 \text{ кгс/см}^2$, при пользовании рис. VII-5 число Re следует определять по приведенной скорости, согласно указаниям п. 1-9.

2-22. Сопrotивление трубчатых воздухоподогревателей¹ определяется с учетом следующих указаний.

Как правило, дымовые газы в трубчатых воздухоподогревателях движутся внутри труб. Газовое сопротивление воздухоподогревателя складывается из сопротивления трения в трубах и сопротивления входа в трубы и выхода из них.

Скорость в трубах и температура потока для расчета обоих указанных сопротивлений принимаются средние для воздухоподогревателя или рассчитываемой его ступени (из теплового расчета). Сопrotивление трения определяется по рис. VII-4, а сопротивление вследствие изменения скоростей при входе и выходе рассчитывается по формуле:

$$\Delta h_{\text{изм}} = m(\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}) \frac{w^2}{2} \rho, \quad (2-1)$$

где $\xi_{\text{вх}}$ и $\xi_{\text{вых}}$ определяются по рис. VII-11 в зависимости от отношения суммарной площади живого сечения труб, рассчитанной по формуле (1-34), к площади живого сечения газохода до и после воздухоподогревателя; m — количество последовательно расположенных по ходу газов отдельных кубов.

Отношение меньшего живого сечения (труб) к большему (газохода) может также рассчитываться по приведенной формуле:

$$\frac{F_m}{F_6} = \frac{0,785d_{\text{вн}}^2}{s_1 s_2}, \quad (2-2)$$

где s_1 и s_2 — шаги труб в пучке по ширине и глубине его.

В тех случаях, когда значения диаметра труб воздухоподогревателя или скорости газов выходят за пределы, для которых построен рис. VII-4 ($d = 20 \div 60 \text{ мм}$; $w = 5 \div 30 \text{ м/сек}$ при $t \leq 300^\circ \text{ С}$ и $w = 5 \div 45 \text{ м/сек}$

¹ Трубчатые газоподогреватели (для доменного газа) рассчитываются аналогично воздухоподогревателям.

при $t > 300^\circ \text{C}$), коэффициент сопротивления трения для труб воздухоподогревателя определяется по рис. VII-3 или по формулам (1-7)–(1-9) в зависимости от числа Re и относительной шероховатости. Так же рассчитывается сопротивление воздухоподогревателей со стеклянными трубами при движении газов по трубам: шероховатость их определяется по табл. VII-1.

При выполнении труб воздухоподогревателей с внутренними интенсификаторами (вставки, накатка) коэффициент сопротивле-

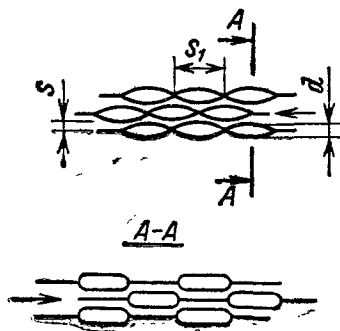


Рис. 2-3. Каналы волнообразные пластинчатых воздухоподогревателей с профильными поверхностями

ния трения определяется в соответствии с п. 1-15, Д.

Поправочный коэффициент к суммарному газовому сопротивлению трубчатых воздухоподогревателей принимается равным 1,1.

Для воздухоподогревателей из горизонтальных труб с движением газов между трубами сопротивление по газовой стороне рассчитывается так же, как для змеевиковых пакетов. Поправочный коэффициент к газовому сопротивлению для этих воздухоподогревателей принимается таким же, как для первых ступеней водяных экономайзеров (п. 2-9).

2-23. Сопротивление по газовой стороне пластинчатых воздухоподогревателей с гладкими каналами складывается из сопротивления трения в карманах и сопротивления от изменения сечения при входе в карманы отдельных кубов и при выходе из них.

Сопротивление трения при движении по карманам определяется, как обычно, по рис. VII-4. При этом эквивалентный диаметр канала принимается равным удвоенной ширине газовой щели: $d_0 = 2b$; суммарная длина каналов l принимается равной высоте куба (обычно равной в отечественных конструкциях 2,5 м), умноженной на количество кубов по ходу газов.

Сопротивление вследствие изменения сечений при входе газов в кубы и выходе из них рассчитывается по формуле (2-1), где $\zeta_{\text{вх}}$ и $\zeta_{\text{вых}}$ определяются по рис. VII-11 в зависимости от отношения суммарной площади

живого сечения газовых карманов к площади живого сечения газохода перед и за воздухоподогревателем.

Отношение живых сечений может определяться по приближенной формуле:

$$\frac{F_m}{F_0} = \frac{b_r}{b_r + b_b + 2\delta}, \quad (2-3)$$

где b_r и b_b — соответственно ширины газовой и воздушной щелей, мм; δ — толщина листа, мм.

Скорость газов в карманах w и температура потока принимаются из теплового расчета, средние для воздухоподогревателя или рассчитываемой ступени.

При отличающейся от обычных значений ширине щели или необычно большой скорости газов расчет сопротивления трения в пластинчатых воздухоподогревателях ведется в соответствии с указаниями п. 2-22.

Поправочный коэффициент к газовому сопротивлению современных пластинчатых воздухоподогревателей при нормальной степени загрязнения принимается равным 1,5.

2-24. Пластинчатые воздухоподогреватели с профильными поверхностями применяются в основном в других отраслях машиностроения, однако могут быть применены и в котлостроении. В настоящее время устанавливаются воздухоподогреватели, в которых газы движутся вдоль прерывистых волнистых каналов (рис. 2-3), а воздух — по каналам с овалообразными выступами¹.

Потеря давления при движении газов по волнистым каналам рассчитывается по формуле (1-4); коэффициент сопротивления определяется по формуле:

$$\zeta = 4 \sqrt{\frac{d_0}{s_1}} \left[0,32 \sqrt{\frac{d_0}{s}} + 0,16 \frac{d_0}{s} + 3,2 \frac{d_0}{s} Re^{-0,4} (n-2) \right], \quad (2-4)$$

где d_0 — высота в свету двугольного канала, м; по d_0 определяется число Re ; s — ширина волнистого канала, м; s_1 — шаг волн, м; n — количество волнообразных выступов по ходу потока.

Средняя скорость потока в волнистых каналах рассчитывается по живому сечению с учетом перемычек между овалообразными выступами. Площадь перемычек, загораживающих живое сечение канала, составляет 25% этого сечения.

Формула (2-4) справедлива при $Re = 4 \cdot 10^3 \div 3 \cdot 10^4$ и $0,25 \leq d_0/s_1 \leq 0,50$.

Сопротивление вследствие изменения сечений при входе газов в кубы воздухоподогревателя и выходе из них определяется по формуле (2-1).

Поправочный коэффициент принимается впрямь до уточнения ориентировочно: $K = 1,2$.

¹ Подробнее см. у В. М. Антуфьева «Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева», Л., «Энергия», 1966.

2-25. Схема дробепоточного регенеративного воздухоподогревателя представлена на рис. 2-4. Движущаяся дробь пересекает поток газов, нагревается в нем и затем пересекает поток воздуха.

Сопrotивление вертикально движущегося поперечно продуваемого слоя потоку газов определяется по формуле (1-4), коэффициент сопротивления¹ в которой

$$\zeta_{\text{сл}} = \zeta_0 s \frac{a}{m^3}, \quad (2-5)$$

$$\text{где } \zeta_0 = \frac{36,3}{\text{Re}_a} + 0,4.$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_a = \frac{4\omega_{\phi}}{\nu a},$$

где ω_{ϕ} — скорость фильтрации продуваемой среды, м/сек, принимается равной скорости потока в сечении, свободном от сыпучего материала; $a = \frac{6}{d_T} (1 - m)$ — удельная поверхность нагрева (на единицу объема), м²/м³; d_T — диаметр частиц сыпучего материала, м; m — порозность (доля пустот в слое), приблизительно принимается $m = 0,22$ $d_T^{0,25}$; ν — коэффициент кинематической вязкости продуваемой среды, м²/сек; τ — толщина продуваемого слоя, м.

В формулу (1-4) подставляется скорость фильтрации.

Поправочный коэффициент к расчетному сопротивлению газовой камеры дробепоточного воздухоподогревателя принимается равным 1,2.

2-26. Экспериментальный материал по сопротивлениям ребристых чугунных воздухоподогревателей весьма ограничен. Поэтому принята методика расчета нетиповых воздухоподогревателей очень приближена.

Газовое сопротивление ребристых воздухоподогревателей складывается из сопротивления трения при течении в каналах, образованных ребрами воздухоподогревателя, сопротивления изменения сечений при входе потока в каждый куб воздухоподогревателя и при выходе из него.

Для расчета сопротивления трения в ребристых плитах рекомендуется применять формулу (1-3). Значения коэффициента λ в этом случае следует определять по рис. VII-3, принимая абсолютную шероховатость k равной 0,8 мм.

Сопротивление вследствие изменения сечений рассчитывается по формуле (2-1).

Для выпускаемых отечественной промышленностью чугунных ребристо-зубчатых и ребристых воздухоподогревателей, у которых газовая сторона одинаковая, экспериментально определены общий коэффициент сопротивления, включающий потери на трение и

потери от изменения сечений. С учетом поправочного коэффициента $K \approx 1,25$

$$\zeta = 0,5 (z_2 + 1), \quad (2-6)$$

где z_2 — количество рядов труб по ходу газов.

2-27. Воздухоподогреватели с промежуточным теплоносителем

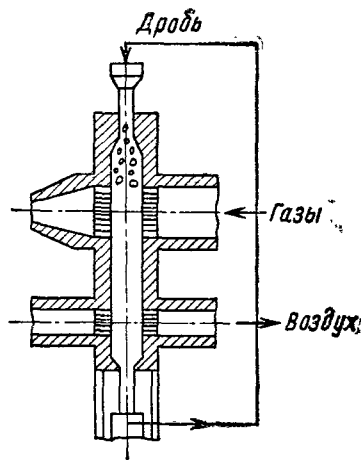


Рис. 2-4. Схема дробепоточного воздухоподогревателя

выполняются обычно в виде поперечно обтекаемых пучков труб, расположенных вертикально или под небольшим углом к вертикали.

Сопротивление их по газовой стороне определяется согласно п. 1-18 или 1-17, при косом омывании с учетом п. 1-20.

Поправочный коэффициент к сопротивлению воздухоподогревателей, имеющих, как правило, температуру стенки ниже температуры точки росы дымовых газов, принимается равным 2,0.

2-Ж. СОПРОТИВЛЕНИЕ ГАЗОПРОВОДОВ

2-28. Газопроводы на участке воздухоподогреватель — золоуловитель рассчитываются по расходу и температуре уходящих газов (за воздухоподогревателем), принятым из теплового расчета. Газопроводы на участках золоуловитель — дымосос и за дымососом рассчитываются по расходу и температуре газов у дымососа (п. 2-29). При отсутствии золоуловителей газопроводы от воздухоподогревателя до дымососа рассчитываются по расходу газов у дымососа. Для удобства расчета обычно бывает целесообразно определить секундные расходы газов и по ним рассчитывать скорости

2-29. Расход газов (в м³/ч) у дымососа рассчитывается по формуле:

$$V_d = B_p (V_{r. \text{ ух}} + \Delta \alpha V^0) \frac{\theta_d + 273}{273}, \quad (2-7)$$

где B_p — расчетный расход топлива с учетом механического недожога, кг/ч или м³/ч;

¹ Формула проверена при значениях $\text{Re}_a \geq 150$.

$V_{г.ух}$ — объем продуктов горения на 1 кг топлива при избытке воздуха за воздухоподогревателем при 0°C и 760 мм рт. ст., $\text{м}^3/\text{кг}$; $\Delta\alpha$ — присос воздуха в газопроводах за воздухоподогревателем; V° — теоретическое количество воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$; ϑ_d — температура газов у дымососа, $^\circ\text{C}$.

Присосы воздуха за воздухоподогревателем в котлах с уравновешенной тягой принимаются (в соответствии с Нормативным методом теплового расчета): $\Delta\alpha = 0,01$ на каждые 10 м длины стальных газопроводов и $\Delta\alpha = 0,05$ на 10 м длины кирпичных боровов; для электрофильтров котлов с $D \geq 50 \text{ м/ч}$ $\Delta\alpha = 0,1$; для электрофильтров котлов с $D \leq 50 \text{ м/ч}$ $\Delta\alpha = 0,15$; для золоуловителей циклонного типа или скрубберов $\Delta\alpha = 0,05$.

Значения B_p , $V_{г.ух}$ и V° принимаются из теплового расчета.

Температура газов у дымососа при значении присоса за воздухоподогревателем $\Delta\alpha \leq 0,1$ принимается равной температуре газов за воздухоподогревателем ($\vartheta_{ух}$ из теплового расчета). При значении присоса за воздухоподогревателем $\Delta\alpha \geq 0,1$ она определяется по приближенной формуле:

$$\vartheta_d = \frac{\alpha_{ух}\vartheta_{ух} + \Delta\alpha t_{х.в.}}{\alpha_{ух} + \Delta\alpha}, \quad (2-8)$$

где $\alpha_{ух}$ и $\vartheta_{ух}$ — избыток воздуха в уходящих газах (за воздухоподогревателем) и их температура, $^\circ\text{C}$; $t_{х.в.}$ — температура холодного воздуха, $^\circ\text{C}$.

При установке мокрых золоуловителей температура и объем газов перед дымососом рассчитываются с учетом указаний п. 2-43.

При естественной тяге температура газов на входе в дымовую трубу определяется независимо от величины присоса за котлом по формуле (2-8).

Снижение температуры газов вследствие потери тепла газопроводами в окружающую среду обычно ничтожно и учитывается лишь при естественной тяге в случае наличия длинных, плохо изолированных газопроводов (п. 2-60).

2-30. Котельные газопроводы имеют, как правило, большое сечение и сравнительно небольшую длину. Вследствие этого относительная длина l/d_3 и, следовательно, сопротивление трения в них получаются незначительными; величина суммарного сопротивления газопроводов определяется в основном местными сопротивлениями. Поэтому в расчет сопротивления трения в газопроводах при искусственной тяге вносится ряд упрощений.

При скоростях газов, меньших 25 м/сек, сопротивление трения рассчитывается только для одного-двух наиболее длинных участков постоянного сечения и полученная величина умножается на отношение суммарной длины газопровода к длине рассчитанных участков. Расчет сопротивления трения ведется, как и в других случаях, по формуле (1-3) с помощью рис. VII-2. Коэффициент сопротивления λ в общем случае определяется по формуле (1-9), однако, если скорость в газопроводах

и протяженность последних невелики ($w \leq 15 \text{ м/сек}$, $l \leq 100 \text{ м}$), значения коэффициента λ определяются по табл. VII-2, т. е. для стальных неутерюванных газопроводов принимается $\lambda = 0,02$, а для стальных футерованных, кирпичных или бетонных каналов при $d_3 \geq 0,9 \text{ м}$ $\lambda = 0,03$, а при $d_3 \leq 0,9 \text{ м}$ $\lambda = 0,04$.

2-31. Местные сопротивления газопроводов в основном определяют потерю давления в них. Поэтому при проектировании с начального этапа следует по возможности выбирать оптимальные формы этих сопротивлений (см. приложение III) и соответственно вести расчет.

Местные сопротивления газопроводов представляют собой повороты, разветвления, изменения сечения и клапаны (шиберы). Все местные сопротивления рассчитываются как обычно, по формуле (1-4); величина коэффициента местного сопротивления ξ определяется в зависимости от формы сопротивления по соответствующим графикам. При расчете участка с различными сечениями все коэффициенты местных сопротивлений участка для упрощения приводятся к одной скорости по формуле (1-26) и общее сопротивление участка рассчитывается по сумме приведенных коэффициентов.

Местные сопротивления, для которых проектировщик может без расчета оценить, что $\xi \leq 0,1$, в расчетах при искусственной тяге не учитываются, если их не больше двух на участке; при трех и более сопротивлениях с $\xi \leq 0,1$ они учитываются упрощенно значением $\xi = 0,05$ на каждое из таких сопротивлений, отнесенным к скорости на любом участке тракта без пересчетов по формуле (1-26).

Плавные повороты в условиях котельных газопроводов (R/b или $R/d \geq 0,9$) представляют обычно относительно малое сопротивление и поэтому коэффициент местного сопротивления плавных поворотов при искусственной тяге и скоростях газов не выше 25 м/сек принимается постоянным независимо от определяющих размеров поворота, $\xi = 0,3$. Это значение относится к повороту на угол 90° , а для других углов поворота пересчитывается пропорционально ему. При больших скоростях коэффициенты местного сопротивления плавных поворотов определяются по рис. VII-15—VII-17. Для колен с закруглением обеих кромок при $r/b \geq 0,3$ рекомендации те же, что и для отводов. Для сварных колен с углом поворота 90° с $R/d \geq 1,5$ коэффициент сопротивления при скоростях до 25 м/сек принимается равным 0,4; при меньших значениях R/d он определяется по рис. VII-15 и VII-16.

Коэффициенты местного сопротивления резких поворотов определяются в зависимости от формы последних согласно указаниям п. 1-29. Повороты с изменением сечения рассчитываются по п. 1-33.

Коэффициенты местного сопротивления тройников определяются в зависимости от их типа по указаниям пп. 1-37—1-41, а также п. III-32.

Коэффициенты местного сопротивления для резких изменений сечения газопроводов определяются по рис. VII-11, для плавных изменений (диффузор и конфузор) — по рис. VII-12, VII-13 и табл. VII-3. При этом сопротивление резких изменений сечения не более чем на 15% ($F_6/F_6 \geq 0,85$) не учитываются. Не учитываются также сопротивления плавных увеличений сечения (диффузоров) не более чем на 30% ($F_2/F_1 \leq 1,3$) в плавных уменьшений сечения (конфузоров) с углами раскрытия $\alpha \leq 45^\circ$ при любом соотношении сечений.

Все указанные упрощения расчета отдельных небольших сопротивлений в газопроводах применяются только при искусственной тяге. При естественной тяге все отдельные сопротивления рассчитываются общим порядком по соответствующим указаниям вследствие незначительности суммарного сопротивления тракта.

2-32. Потери давления в присоединительных участках тягодутьевых машин определяются с учетом следующих указаний.

Для вентиляторов и дымососов одностороннего всасывания, выпускаемых заводами комплектно с направляющими аппаратами осевого типа, но без карманов (входных корбов), гарантийные характеристики выдаются на основании испытаний машины без кармана. В тех случаях, когда по условиям компоновки такая машина присоединяется к тракту посредством кармана (п. III-14, рис. III-10), сопротивление последнего должно быть учтено по формуле (1-4), где коэффициент сопротивления, отнесенный к скорости входа в направляющий аппарат, для карманов, выполненных по рис. III-10, а, б $\xi = 0,2$; а для карманов по рис. III-10, в $\xi = 0,1$.

2-33. Коэффициент сопротивления диффузора, установленного непосредственно за напорным патрубком дымососа (дутьевого вентилятора), определяется по рис. VII-14 в зависимости от степени его расширения и безразмерной длины (п. 1-27).

Для расчета и выбора профиля ступенчатых диффузоров за вентилятором¹ указания такие же, как для ступенчатых диффузоров в прямом канале (см. п. 1-27), но вместо угла раскрытия диффузорной части определяется степень ее расширения.

2-34. Коэффициенты сопротивления типовых входов в дымовую трубу (см. рис. III-49), отнесенные к скорости в подводящем газопроводе, принимаются:

при входе по схемам а и б (рис. III-49) равными коэффициенту сопротивления поворота с изменением сечения;

при входе по схеме в $\xi = 0,62$;

по схеме г $\xi = 0,7$;

по схеме д $\xi = 0,45$;

по схеме е $\xi = 0,47$;

по схеме ж $\xi_1 = 0,74$; $\xi_2 = 0,83$;

по схеме в $\xi_1 = 0,81$, $\xi_2 = 0,84$, $\xi_3 = 0,74$;

по схеме и $\xi = 0,46$.

2-3. СОПРОТИВЛЕНИЕ ЗОЛОУЛОВИТЕЛЕЙ

2-35. В данном разделе приводятся указания для расчета гидравлического сопротивления золоуловителей; основные данные об их конструкции и размерах приведены в приложении III. Сопротивление подводящих и отводящих газопроводов золоуловителей включается в сопротивление остальных газопроводов. Сопротивление электрофильтров не рассчитывается, а принимается по приводимым ниже указаниям. Сопротивление инерционных механических золоуловителей, а также скруббера ЦС-ВТИ определяется по формуле (1-4). Динамическое давление, входящее в формулу, может определяться по рис. VII-2; для каждого типа золоуловителя указывается, по какой скорости рассчитывается сопротивление. Коэффициенты сопротивления золоуловителей принимаются в зависимости от их конструкции.

2-36. Электрофильтры проектируются на низкие скорости газового потока в активном сечении, и сопротивление собственно электрофильтров без газораспределительных устройств невелико (не превышает 1 мм вод. ст.). Основная потеря давления приходится на долю устанавливаемых на входе в электрофильтры газораспределительных устройств. Значения сопротивления электрофильтров, приведенные ниже, даются с учетом падения давления в газораспределительных устройствах. Схемы включения этих устройств приводятся в п. III-36.

При максимальной расчетной скорости газов в активном сечении аппаратов $w = 1,5$ м/сек сопротивление унифицированных горизонтальных электрофильтров УГ2 и УГ3-Э не превышает 20 мм вод. ст. Сопротивление электрофильтров ДВПН составляет около 15 мм вод. ст. при той же максимальной расчетной скорости дымовых газов в активном сечении.

2-37. Сопротивление двухступенчатых комбинированных золоуловителей ранее выпускавшегося типа ДВПН с ВЦ, равное сумме сопротивлений обеих ступеней, составляет 60—80 мм вод. ст.

Сопротивление других комбинированных золоуловителей определяется как сумма сопротивлений предвключенного инерционного (механического) золоуловителя и электрофильтра. Сопротивление применяемых предвключенных золоуловителей определяется по следующим указаниям.

Коэффициент сопротивления футерованного термостойкоупорной плиткой прямоугольного циклона ЦКТИ с раскручивателем на входе в трубу чистого газа $\xi = 50$. В качестве расчетной принимается скорость в сечении цилиндрической части корпуса.

Коэффициент сопротивления батарейных прямооточных циклонов ЦКТИ с закру-

¹ В тех случаях, когда нет особой оговорки, указания для вентиляторов относятся также к дымососам.

чивателем типа «винт» $\zeta = 8,5$. Расчетная скорость определяется по суммарной площади сечений всех прямооточных циклонных элементов, составляющих батарею.

2-38. Сопротивление инерционных (механических) золоуловителей рассчитывается по формуле (1-4), в которой за расчетную скорость принимается скорость незапыленных газов и в общем случае коэффициент сопротивления

$$\zeta_p = k_1 k_2 \zeta, \quad (2-9)$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий запыленность потока газов; k_2 — коэффициент, учитывающий масштабный эффект по отношению к эталонному циклону; ζ — коэффициент сопротивления эталонного циклона при продувке чистым воздухом.

Согласно опытам Государственного научно-исследовательского института по промышленной и санитарной очистке газов (НИИОГАЗ) значения коэффициента k_1 в зависимости от запыленности газов для циклонов типа ЦН в среднем могут приниматься следующими (эти же данные приближенно принимаются для золоуловителей других конструкций):

Запыленность, $г/м^3$	0	10	20	40	80
k_1	1,00	0,95	0,93	0,92	0,90

Как видно из приведенных данных, при обычных в котельной практике значениях запыленности газов на входе в золоуловитель ее влияние на коэффициент сопротивления невелико. Поэтому для топлив с приведенной зольностью, меньшей 3 проц. кг/(10³ ккал), поправку на запыленность потока газов в коэффициент сопротивления можно не вводить.

По имеющимся опытным данным масштабный эффект для инерционных золоуловителей одной серии незначителен и в практических расчетах можно принимать величину $k_2 = 1,0$.

Ниже приводятся указания для определения коэффициентов сопротивления инер-

Таблица 2-1

Коэффициенты сопротивления
батарейных циклонов

Батарейный циклон	Коэффициент сопротивления
БЦУ с полуулиточным закручивателем потока типа «Энергоуголь»	110
БЦ с закручивающими лопатками с безударным входом	65
БЦРН	80
БЦ конструкции ЦКТИ с элементами диаметром 500 мм с четырехзаходным закручивателем потока	130
Ранее устанавливавшиеся БЦ с элементами, имеющими лопаточный аппарат типа «розетка»	90
То же с элементами, имеющими двухзаходные закручивающие витки типа «винт»	85

Таблица 2-2

Коэффициенты сопротивления циклонов

Тип циклона	ЦН-11	ЦН-15	ЦН-24	ЦКТИ	ЦМС-27	Д-49
Коэффициент сопротивления	245	155	75	100	45	33

ционных золоуловителей, определенных при продувках на чистом воздухе (ζ).

2-39. Коэффициенты сопротивления батарейных циклонов (см. п. III-38) принимаются по табл. 2-1.

Расчетная скорость определяется по суммарной площади сечений всех циклонных элементов батарейного циклона: $F_0 = n \times \times 0,785d^2$, где n — количество параллельно включенных циклонных элементов.

Батарейный циклон (БЦ) с отсосом 10—12% дымовых газов из его бункера и с рециркуляцией их после обеспыливания на вход золоуловителя выбирается по расходу газов через него:

$$V = (1,1 \div 1,12) V'_{зy},$$

где $V'_{зy}$ — расход газов перед золоуловителем, до ввода рециркулирующих газов.

Коэффициент сопротивления выносного циклона определяется по п. 2-40.

Для выбора дымососа системы рециркуляции в сопротивление тракта не включаются сопротивление входа в трубу очищенного газа циклонного элемента батарейного золоуловителя, сопротивления этой трубы и выхода газов из нее. Учитываемый коэффициент сопротивления батарейного циклона в этом случае $\zeta'_{б.ц} = 0,65 \zeta_{б.ц}$.

2-40. Коэффициенты сопротивления применяемых в отдельных случаях циклонов принимаются по табл. 2-2.

Расчетной для единичного циклона принимается скорость в цилиндрической части корпуса.

При сборке циклонов в блоки необходимо учитывать падение давления в переходах, коллекторах и раскручивающих выходных улитках в пределах блока.

Коэффициент сопротивления блока циклонов с входным и выходным коллекторами принимается в общем случае по формуле:

$$\zeta_{бл} = \zeta_p + k_3, \quad (2-10)$$

где ζ_p — коэффициент сопротивления, рассчитываемый по формуле (2-9) по значениям коэффициентов сопротивления одиночных циклонов из табл. 2-2; k_3 — поправка, учитывающая сопротивление входных и выходных коллекторов в зависимости от их компоновки; примеры компоновок приведены на рис. III-39.

Для типовых блоков циклонов, выполненных по ОСТ 24-838-01, принимается суммарный коэффициент сопротивления с учетом поправки k_3 : для блоков циклонов в ис-

Таблица 2-3

Поправка k_z к коэффициенту сопротивления циклона, учитывающая групповую компоновку

Схема блока	Характеристика блока циклонов	Значение k_z
Рис. III-39, а	Прямоугольная компоновка, организованный подвод, входы в циклонные элементы расположены в одной плоскости или ступенчато. Отвод из общей камеры очищенных газов	35
	То же, но улиточный отвод из циклонных элементов	28
	Прямоугольная компоновка. Свободный подвод потока в общую камеру	60
Рис. III-39, б	Круговая компоновка, нижний организованный подвод	60

полнении I (см. табл. III-9) $\zeta_{\text{дл}} = 105$; для блоков циклонов в исполнении II $\zeta_{\text{дл}} = 115$.

Для нестандартных блоков циклонов, показанных на рис. III-39, коэффициент сопротивления определяется по (2-10), а поправка k_z принимается по табл. 2-3.

За расчетную для блоков циклонов принимают скорость, определяемую по суммарной площади сечений всех циклонов, включенных в блок.

Наиболее удачные компоновки блоков циклонов имеют сопротивление, не большее $\Delta h_{\text{бл}} = 1,15 \Delta h_{\text{дл}}$, где $\Delta h_{\text{дл}}$ — сопротивление единичного циклона, мм вод. ст.

2-41. Коэффициент сопротивления мокрого прямоточного циклона-скруббера ЦС-ВТИ, отнесенный к скоростному напору во входном патрубке скруббера, зависит от диаметра скруббера и принимается по табл. 2-4 без учета сопротивления сборного коллектора.

Таблица 2-4

Коэффициенты сопротивления скруббера ЦС-ВТИ

Диаметр скруббера D_0 , м	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
Коэффициент сопротивления ζ	3,4	3,0	2,9	2,8	2,7	2,6

2-42. Сопротивление мокрого золоуловителя с турбулентным коагулятором Вентури (труба Вентури) складывается из сопротивления трубы Вентури и скруббера-каплеуловителя:

$$\Delta h_{\text{зу}} = (\zeta_{\text{с}} + \zeta_{\text{усл}}) \frac{w_{\Gamma}^2}{2} \rho' + \zeta_{\text{к}} \frac{w_{\text{вх}}^2}{2} \rho', \quad (2-11)$$

где $\zeta_{\text{с}}$ — коэффициент сопротивления неорошаемой трубы Вентури принимается при угле раскрытия диффузора не более 10° равным 0,2 для облицованной термостойкой плиткой трубы (для необлицованной трубы он равен 0,12); $\zeta_{\text{усл}}$ — составляющая коэффициента сопротивления, учитывающая влияние орошения потока газов водой, принимается приближенно равной

$$\zeta_{\text{усл}} = 0,014 q w_{\Gamma}. \quad (2-12)$$

Равенство (2-12) экспериментально подтверждено при значениях $q_{\text{г}} = 4 \div 28 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{сек})$.

Здесь w_{Γ} и $w_{\text{вх}}$ — скорости газов соответственно в горловине трубы Вентури и на входе в каплеуловитель, рассчитанные по состоянию газов на входе в золоуловитель, м/сек; ρ' — плотность газов на входе в золоуловитель, кгс·сек²/м⁴; q — удельный расход воды на орошение газов, кг/м²; $\zeta_{\text{к}}$ — коэффициент сопротивления скруббера-каплеуловителя, отнесенный к динамическому давлению во входном его патрубке, изменяется от 3,3 до 2,2 при увеличении диаметра скруббера от 2500 до 4100 мм и определяется с помощью линейной интерполяции указанных предельных значений.

2-43. Объем и температура газов за мокрыми золоуловителями изменяются по сравнению с условиями на входе в золоуловитель из-за испарения воды.

Температура газов за мокрыми золоуловителями определяется по эмпирическим формулам.

За золоуловителем ЦС-ВТИ

$$\begin{aligned} \vartheta'' &= \vartheta' - \left(\vartheta' - \frac{t' + t''}{2} \right) \times \\ &\times \frac{5,8 V_{\Gamma}' \vartheta'}{43,7 I_{\Gamma}' + 2,9 V_{\Gamma}' \vartheta'}. \end{aligned} \quad (2-13)$$

В этой формуле ϑ' — температура газов перед золоуловителем, принимаемая равной температуре за воздухоподогревателем, °C; V_{Γ}' — приведенный к 0°C и 760 мм рт. ст. объем дымовых газов перед золоуловителем на 1 кг топлива, м³/кг; I_{Γ}' — энтальпия дымовых газов перед золоуловителем на 1 кг топлива, ккал/кг; значения V_{Γ}' и I_{Γ}' принимаются из теплового расчета; t' — температура подаваемой на орошение воды при входе в золоуловитель, °C; при отсутствии специальных указаний принимается $t' = 15^\circ \text{C}$; t'' — температура воды, выходящей из золоуловителя; принимается примерно равной температуре мокрого термометра $t_{\text{м}}$, °C.

Значение $t_{\text{м}}$, определяемое в общем случае по Id -диаграмме для влажных газов, может находиться следующим способом.

Рассчитывается полная энтальпия дымовых газов перед золоуловителем, отнесенная к 1 кг сухих газов (в ккал/кг):

$$i_{\text{п}} = \frac{I'_{\text{г}} + 0,804V_{\text{H}_2\text{O}}(595 + 0,47\theta')}{\rho_{\text{с.г}} V_{\text{с.г}}}, \quad (2-14)$$

где $I'_{\text{г}}$ — энтальпия газов перед золоуловителем, ккал/кг, принимается из теплового расчета; $V_{\text{H}_2\text{O}}$ и $V_{\text{с.г}}$ — приведенные к 0° С и 760 мм рт. ст. объемы водяных паров и сухих газов на 1 кг топлива при входе в золоуловитель, м³/кг, принимаются из теплового расчета; $\rho_{\text{с.г}}$ — плотность сухих газов, кгс·сек²/м⁴; при избытках воздуха в золо-

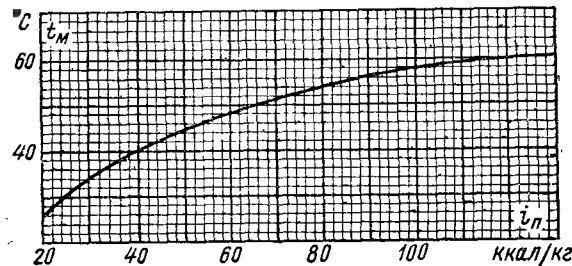


Рис. 2-5. Зависимость температуры мокрого термометра от полного теплосодержания влажного газа

уловителе можно для дымовых газов всех энергетических топлив принимать при 0° С и 760 мм рт. ст. $\rho = 0,141$ кгс·сек²/м⁴; $g = 9,81$ м/сек².

В зависимости от значения $i_{\text{п}}$ по рис. 2-5 находится значение t_m .

Объем испаренной влаги на 1 кг топлива (в м³/кг) при 0° С и 760 мм рт. ст. определяется по формуле:

$$V_{\text{исп}} = \frac{I'_{\text{г}} - I'_{\text{г}} - \frac{G_{\text{ор}}}{B_{\text{р}}}(t'' - t')}{0,804(595 + 0,47\theta'' - t'')}, \quad (2-15)$$

где $I'_{\text{г}}$ — энтальпия газов при температуре за золоуловителем, определенная по объему газов на выходе из золоуловителя, рассчитанному без учета испаренной влаги, ккал/кг; $G_{\text{ор}}$ — суммарный расход воды на орошение, принимаемый согласно табл. III-10, кг/ч; $B_{\text{р}}$ — расчетный расход топлива (с учетом потери от механического недожога), кг/ч.

Полный объем газов за золоуловителем на 1 кг топлива при 0° С и 760 мм рт. ст.

$$V'_{\text{г.п}} = V'_{\text{г}} + V_{\text{исп}}. \quad (2-16a)$$

Полный объем водяных паров за золоуловителем

$$V_{\text{H}_2\text{O п}} = V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{исп}}, \quad (2-16b)$$

где $V'_{\text{г}}$ и $V_{\text{H}_2\text{O}}$ — объем газов и объем водяных паров за золоуловителем без учета испаренной влаги, м³/кг.

По значению $V_{\text{H}_2\text{O п}}$ при 0° С и 760 мм рт. ст. рассчитывается объемная доля водяных паров в газах $\gamma_{\text{H}_2\text{O}}$.

Падение температуры газов в скруббере Вентури при рекомендованных скоростях газов и степенях орошения водой составляет по имеющимся опытным данным 27—41° С. Методика расчета охлаждения газов в этом аппарате еще не разработана.

2-И. СОПРОТИВЛЕНИЕ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ ПРИ ИСКУССТВЕННОЙ ТЯГЕ

2-44. Определение сопротивления трубы при искусственной тяге принципиально не отличается от расчета сопротивления прочих элементов газового тракта. Самотяга трубы рассчитывается отдельно, совместно с самотягой по всему газовому тракту.

Температура газов в дымовой трубе принимается равной температуре газов у дымососа (п. 2-29). Охлаждение газов в трубе не учитывается.

Если задана только высота трубы (см. п. III-44 и III-45), а диаметр не задан, то внутренний диаметр трубы (в м) на выходе определяется по формуле:

$$d_0 = 0,0188 \sqrt{V_{\text{трб}}/\omega_0}, \quad (2-17)$$

где $V_{\text{трб}}$ — расход газов через трубу, определяемый для случая работы всех приключенных к трубе котлов при номинальной нагрузке, м³/ч; ω_0 — скорость газов на выходе из трубы, м/сек, принимаемая согласно п. III-46.

Окончательно скорость уточняется по принятому размеру трубы (п. III-45).

Сопротивление дымовой трубы складывается из сопротивления трения и потери с выходной скоростью.

Сопротивление трения на участке трубы с постоянным уклоном i по внутренней образующей футеровки рассчитывается с учетом конусности трубы по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{8i} \cdot \frac{(\omega_{\text{к}}^2 - \omega_{\text{н}}^2) \rho}{2}. \quad (2-18)$$

Общие потери на трение (в мм вод. ст.) в трубе с n участками, имеющими различные уклоны i_z ,

$$\begin{aligned} \Delta h_{\text{тр}} &= \frac{\lambda}{8} \sum_1^n \frac{1}{i_z} \cdot \frac{(\omega_{\text{к}}^2 - \omega_{\text{н}}^2) \rho}{2} = \\ &= \frac{\lambda}{8} \cdot \frac{\rho}{2} \sum_1^n \left[\left(\frac{1}{i_z} (\omega_{\text{к}}^2 - \omega_{\text{н}}^2) \right) \right], \end{aligned} \quad (2-18a)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения. Среднее опытное его значение для бетонных и кирпичных труб с учетом кольцевых выступов футеровки равно 0,05, для стальных труб диаметром $d_0 \geq 2$ м $\lambda = 0,015$, а при $d_0 < 2$ м

$\leq 2 \text{ м}$ $\lambda = 0,02$; для стволов из кремнебетона $\lambda = 0,02$; w_n , w_k — скорости, м/сек, в начальном и конечном сечениях участка диаметром d_n и d_k , м.

При постоянном уклоне в трубе сопротивление трения (в мм вод. ст.) определяется по приближенной формуле¹:

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{8i} \cdot \frac{w_0^2}{2} \rho, \quad (2-186)$$

где w_0 — скорость, м/сек, в выходном сечении трубы диаметром d_0 , м.

Сопротивление трения в цилиндрических трубах рассчитывается по формуле (1-3).

Потеря давления с выходной скоростью рассчитывается для всех труб по формуле (1-4) с коэффициентом местного сопротивления выхода $\xi = 1,0$. Динамическое давление может определяться по рис. VII-2.

При установке в верхней части трубы диффузора (п. III-47) скорость для расчета потери давления на выходе определяется по широкому сечению диффузора. Дополнительно учитывается потеря давления в диффузоре; коэффициент его сопротивления, отнесенный к скорости w_0 , определяется по рис. III-48.

2-К. САМОТЯГА

2-45. Величина самотяги (в мм вод. ст.) любого участка газового тракта, включая и дымовую трубу при искусственной тяге, вычисляется по формуле:

$$h_c = \pm Hg \left(0,123 - \rho_0 \frac{273}{273 + \vartheta} \right), \quad (2-19)$$

где H — расстояние по вертикали между серединами конечного и начального сечений данного участка тракта, м; p — абсолютное среднее давление газов на участке, кгс/см²; при $p < 1,08 \text{ кгс/см}^2$, т. е. при избыточном давлении меньше 500 мм вод. ст., значение p принимается равным 1; ρ_0 — плотность дымовых газов при 760 мм рт. ст. и 0° С, (кгс·сек²)/м⁴; ϑ — средняя температура газового потока на данном участке, °С; $0,123 \text{ (кгс·сек}^2\text{)/м}^4$ — плотность наружного воздуха при 760 мм рт. ст. и температуре 20° С.

При расчете самотяги по температуре наружного воздуха, отличающейся от 20° С более чем на 10° С, вместо значения 0,123 подставляется соответствующее значение плотности воздуха. В частности, расчет самотяги дымовых труб пиковых котлов ведется по температуре наружного воздуха в зимние месяцы.

При направлении потока вверх самотяга положительна (знак плюс), вниз — отрицательна. Согласно уравнению (1-1а) в первом случае она уменьшает перепад полных

давлений тракта, а во втором — увеличивает.

Значение самотяги на 1 м высоты h'_c , мм вод. ст., при температуре наружного воздуха 20° С и $p = 1,0 \text{ кгс/см}^2$ определяется по нижнему полю рис. VII-26 в зависимости от объемной доли водяных паров в дымовых газах $r_{\text{H}_2\text{O}}$ и температуры газов. Значение $r_{\text{H}_2\text{O}}$ при заданном избытке воздуха принимается из теплового расчета. Для определения самотяги участка тракта h'_c умножается на высоту H .

2-46. Приведенная плотность [в (кгс·сек²)/м⁴] дымовых газов определяется из выражения:

$$\rho_0 = \frac{1 - 0,01A^p + 1,306\alpha^v}{V_{\text{гг}}}, \quad (2-20)$$

где A^p — зольность рабочего топлива, %; α — коэффициент избытка воздуха в дымовых газах (в связи с малым влиянием изменения α на величину ρ_0 в формулу может подставляться коэффициент избытка для любого участка от топки до дымососа); V^0 — теоретическое количество воздуха, необходимого для сгорания топлива, м³/кг; $V_{\text{гг}}$ — суммарный объем продуктов горения при принятом избытке воздуха, при 0° С и 760 мм рт. ст., м³/кг.

Значения всех указанных величин берутся из теплового расчета.

При применении парового дутья или при наличии в топливе карбонатной углекислоты (сланцы) определение ρ_0 ведется в соответствии с указаниями Нормативного метода теплового расчета.

Плотность дымовых газов всех энергетических топлив может определяться без расчета по рис. VII-26 в зависимости от объемной доли водяных паров $r_{\text{H}_2\text{O}}$ в газах, принимаемой из теплового расчета.

2-47. Поскольку при искусственной тяге¹ суммарное сопротивление тракта значительно больше самотяги в нем, расчет последней ведется с рядом упрощений.

При П-, N- и T-образной компоновках котла можно считать самотягу для всей заданной шахты сразу по общей высоте шахты и по полусумме температур газов на входе в шахту и на выходе из нее.

Самотяга в первом котельном пучке рассчитывается от той точки, с которой начат расчет сопротивлений и для которой задается исходное разрежение перед пучком (п. 2-56). Если расстояние по высоте от этой точки до оси горизонтального газохода за пучком меньше 2 м, самотяга в первом пучке не учитывается. Самотяга во втором и третьем котельных пучках при противоположном направлении газов в них может не учитываться, так как она в обоих пучках почти уравновешивается.

¹ При отсутствии данных о конструкции трубы значение уклона для предварительных подсчетов сопротивления принимается равным 0,02.

¹ Так как большинство котлов работает с искусственной тягой, в последующем тексте отмечаются только особенности расчета трактов котлов с естественной тягой.

Самотяга в газопроводах определяется для двух участков: от выхода из воздухоподогревателя до начала нагнетательного тракта и от него до конца дымовой трубы (за начало нагнетательного тракта принимается конец диффузора после дымососа); размеры по высоте H берутся непосредственно по разности отметок конечных сечений, а температура принимается для обоих участков равной температуре газов у дымососа. При отсутствии дымососа (наддув) самотяга в газопроводах определяется для тракта от выхода из воздухоподогревателя до конца дымовой трубы без деления его на участки.

2-48. При естественной тяге необходим отдельный расчет самотяги по всем элементам газового тракта, имеющим различную температуру газов. Самотяга дымовой трубы рассчитывается согласно указаниям п. 2-61.

2-Л. ПЕРЕПАД ПОЛНЫХ ДАВЛЕНИЙ ПО ТРАКТУ

2-49. Как указывалось выше, все отдельные сопротивления газового тракта рассчитываются по плотности воздуха; поэтому при суммировании сопротивлений тракта необходимо внести поправку на разницу плот-

$h_{бар}, мм рт. ст.$

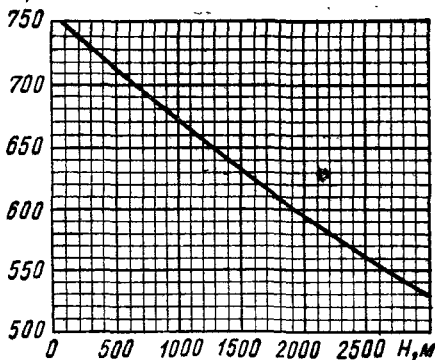


Рис. 2-6. Зависимость среднего барометрического давления от высоты местности над уровнем моря

ностей дымовых газов и воздуха. Одновременно должны вноситься поправки на запыленность дымовых газов и на давление в тракте.

2-50. Поправка на разницу плотностей дымовых газов и сухого воздуха при давлении 760 мм рт. ст. вводится в виде коэффициента $M_p = \rho_0/0,132$ к сумме сопротивлений всего тракта (без самотяги). Значение M_p определяется по верхнему полю рис. VII-26.

При установке мокрых золоуловителей поправки на разницу плотностей вносятся отдельно для участков до и после золоуловителей.

2-51. Поправка на запыленность дымовых газов вносится только при значительной запыленности, в тех же случаях, в которых

запыленность учитывается при тепловом расчете, а именно, при слоевом сжигании — только для сланцев, а при камерном сжигании только при

$$10^3 \frac{a_{yn} A^p}{Q_n^p} > 6, \quad (2-21)$$

где A^p — зольность топлива, %; Q_n^p — теплота сгорания низшая рабочего топлива, ккал/кг.

При необходимости учета поправки на запыленность предварительно определяется массовая концентрация (кг/кг) золы в дымовых газах:

$$\mu_{мас} = \frac{A^p a_{yn}}{100 \rho_0 V_{г. ср}}, \quad (2-22)$$

где a_{yn} — доля золы, уносимая продуктами горения из топки; принимается по Нормативному методу теплового расчета в зависимости от типа топки и топлива; для камерных топок с сухим шлакоудалением $a_{yn} = 0,95$; ρ_0 — плотность дымовых газов при $0^\circ C$ и 760 мм рт. ст., (кг·сек²)/м⁴, определяется по рис. VII-26; $g = 9,81$ м/сек²; $V_{г. ср}$ — суммарный объем продуктов горения для среднего избытка воздуха от топки до золоуловителя при $0^\circ C$ и 760 мм рт. ст., м³/кг.

Поправка на запыленность к сумме сопротивлений тракта ($\Sigma \Delta h_i$) от топки до золоуловителя (без самотяги) вводится в виде общего множителя $(1 + \mu_{мас})$. В сумме сопротивлений газов за золоуловителем ($\Sigma \Delta h_g$) запыленность газов не учитывается.

2-52. Поправка на давление в тракте к сумме сопротивлений всего тракта (без самотяги) вводится в виде общего множителя $760/h_{эф}$, где $h_{эф}$ — среднее эффективное давление по тракту, мм рт. ст. При суммарном сопротивлении тракта $\Sigma \Delta h > 300$ мм вод. ст. для котлов, работающих с уравновешенной тягой, при давлении, близком к атмосферному, $h_{эф}$ определяется по формуле:

$$h_{эф} = h_{бар} - \frac{\Sigma \Delta h_{вс}}{2 \cdot 13,6}, \quad (2-23)$$

где $\Sigma \Delta h_{вс}$ — сумма расчетных сопротивлений всасывающего тракта без поправок, мм вод. ст.; $h_{бар}$ — среднее барометрическое давление, мм рт. ст., которое принимается по графику на рис. 2-6 в зависимости от высоты расположения котельной над уровнем моря H , м. Если эта высота не превышает 200 м, понижение барометрического давления в расчете не учитывается, т. е. принимается $h_{бар} = 760$ мм рт. ст.

Если $\Sigma \Delta h \leq 300$ мм вод. ст., поправка на давление рассчитывается не по среднему эффективному давлению в тракте, а по барометрическому давлению, т. е. поправочный множитель принимает вид $760/h_{бар}$.

Указания по внесению поправки на давление для котлов с наддувом см. в п. 3-21.

2-53. С учетом всех поправок суммарное сопротивление газового тракта (в мм вод. ст.)

при уравновешенной тяге рассчитывается по формуле

$$\Delta H = [\Sigma \Delta h_1 (1 + \mu_{\text{mac}}) + \Sigma \Delta h_2] \times \frac{\rho_0}{0,132} \cdot \frac{760}{h_{\text{эф}}} \quad (2-24)$$

При установке мокрых золоуловителей поправки на разницу приведенных плотностей вносятся на каждое слагаемое в формуле (2-24) отдельно.

Поправки, перечисленные в п. 2-49, вносятся также в значение отдельно определяемого сопротивления любого участка тракта. При этом значение $h_{\text{эф}}$ (п. 2-52) определяется по давлению на рассчитываемом участке.

2-54. Значения самотяги, рассчитанные ранее для отдельных участков тракта, алгебраически суммируются по всем этим участкам, причем самотяга дымовой трубы, как указывалось выше, включается в самотягу газопроводов.

2-55. При естественной тяге в значение самотяги вносится поправка на барометрическое давление, причем вид ее противоположен аналогичной поправке к сопротивлению. Эта поправка к алгебраической сумме самотяги по всему тракту вводится в виде общего множителя $h_{\text{бар}}/760$; соответственно суммарная самотяга тракта

$$H_c = \Sigma h_c \frac{h_{\text{бар}}}{760} \quad (2-25)$$

В этом случае, как указывалось выше, значение самотяги дымовой трубы не рассчитывается совместно с сопротивлением газового тракта; в конце расчета проверяется достаточность самотяги трубы.

2-56. Перепад полных давлений по газовому тракту (в мм вод. ст.) рассчитывается при уравновешенной тяге по формуле:

$$\Delta H_{\Pi} = h_t'' + \Delta H - H_c, \quad (2-26)$$

где h_t'' , мм вод. ст. — разрежение на выходе из топki, необходимое для предотвращения выбивания газов (см. п. 2-57); обычно принимается $h_t'' = 2$ мм вод. ст.; ΔH — суммарное сопротивление газового тракта, мм вод. ст., включающее в себя необходимые поправки (на запыленность, плотность дымовых газов и давление), внесенные по формуле (2-24); H_c — суммарная самотяга газового тракта, мм вод. ст., с соответствующим знаком. При естественной тяге вносится поправка на барометрическое давление по формуле (2-25).

При наддуве перепад полных давлений во всем тракте определяется по п. 3-23.

2-57. Значение h_t'' должно задаваться для такого сечения тракта, после которого давление не может стать избыточным из-за превышения самотяги над сопротивлением предвключенного участка. Так, при наличии на выходе из топki либо разреженного фесто́на с числом рядов труб $z_2 \leq 5$ при скорости газов $w \leq 10$ м/сек, либо $z_2 \leq 2$ при

$w \leq 15$ м/сек, либо ширмовой поверхности их сопротивлением и самотягой следует пренебречь (см. пп. 2-5 и 2-12) и h_t'' относить к сечению перед последующей конвективной поверхностью. В котлах малой мощности с горизонтальным разворотом газов h_t'' обычно относится к сечению перед котельным пучком или перед фестом, расположенным до перегревателя.

При расчете котлов старых конструкций с расположенным в относительно высоком вертикальном газоходе первым котельным пучком следует проверять, не окажется ли самотяга газохода больше сопротивления пучка или его части, и соответственно выбирать величину h_t'' .

При расчете самотяги следует учитывать, что величина h_t'' принимается для самой высокой точки соответствующего сечения.

Величина h_t'' указана для обычного случая выхода газов из топki в верхней точке ее. Если выход газов лежит ниже высшей точки топki, как это имеет место в инвертных топках, следует рассчитать h_t'' по приближенной формуле:

$$h_t'' = 2 + 0,95H', \quad (2-27)$$

где H' — расстояние по вертикали от высшей точки топki до оси сечения выхода газов из нее, м.

2-58. Рассчитанный по формуле (2-26) перепад полных давлений по газовому тракту служит для выбора дымососов или для расчета высоты дымовой трубы при естественной тяге.

2-59. В случае установки обычных газопроводов, не предназначенных для работы под давлением, необходимо проверить отсутствие подпора за дымососом. Статическое давление в начале нагнетательного тракта (в мм вод. ст.) определяется по формуле:

$$H_{\text{ст}}^{\text{нагн}} = (\Sigma \Delta h^{\text{нагн}} - h_{\text{д}}^{\text{нагн}}) \frac{\rho_0}{0,132} \cdot \frac{760}{h_{\text{эф}}} \times (1 + \mu_{\text{mac}}) - \Sigma h_c^{\text{нагн}}, \quad (2-28)$$

где $\Sigma \Delta h^{\text{нагн}}$ — сумма расчетных сопротивлений по всему нагнетательному тракту, включая дымовую трубу, мм вод. ст.; $h_{\text{д}}^{\text{нагн}} = \frac{w_{\text{нагн}}^2}{2} \rho$ — динамическое давление в начале нагнетательного тракта, мм вод. ст.; $\Sigma h_c^{\text{нагн}}$ — расчетная самотяга нагнетательного тракта, включая дымовую трубу, мм вод. ст.

Все поправочные коэффициенты в (2-28) те же, что и в формуле (2-24). Поправка на запыленность вносится только в случае отсутствия золоуловителя и высокой зольности топлива (п. 2-51).

Под началом нагнетательного тракта здесь понимается конец диффузора за дымососом, если таковой имеется, или выход

из дымососа. По этому сечению рассчитывается и $\omega_{\text{нагн}}$ для определения $h_{\text{д нагн}}$.

Статическое давление, рассчитанное по формуле (2-28), должно быть отрицательным (разрежение); величина разрежения не меньше 2 мм вод. ст.

При несоблюдении этого условия газопровод должен выполняться с учетом давления в нем.

2-М. РАСЧЕТ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ ПРИ ЕСТЕСТВЕННОЙ ТЯГЕ

2-60. При естественной тяге необходимо уточнить температуру газов в трубе. Температура на входе в трубу определяется с учетом присоса холодного воздуха в газопроводы по формуле (2-8).

Охлаждение газов из-за потери тепла в газопроводах учитывается только при наличии неизолированных газопроводов; потеря тепла в окружающую среду принимается приблизительно равной 1000 ккал/(м²·ч) для неизолированной поверхности, расположенной внутри котельной, и равной 1300 ккал/(м²·ч) — для расположенной снаружи здания. В этом случае дополнительное снижение температуры газов на входе в трубу (в град) вычисляется по формуле:

$$\Delta\theta' = \frac{Q_{\text{охл}}}{B_p V_c}, \quad (2-29)$$

где $Q_{\text{охл}}$ — суммарная часовая потеря тепла, ккал/ч; $B_p V_c$ — суммарная теплоемкость дымовых газов, ккал/(ч·град).

Охлаждение газов в трубе на 1 м высоты ее определяется по приближенным формулам (в град/м):

для железных нефутерованных труб

$$\Delta\theta = 2/\sqrt{D}, \quad (2-30a)$$

для железных футерованных труб

$$\Delta\theta = 0,8/\sqrt{D}, \quad (2-30b)$$

для малых кирпичных труб (средняя толщина кладки менее 0,5 м)

$$\Delta\theta = 0,4/\sqrt{D}, \quad (2-31a)$$

для больших кирпичных труб (средняя толщина кладки более 0,5 м)

$$\Delta\theta = 0,2/\sqrt{D}. \quad (2-31b)$$

В этих формулах D — суммарная паропроизводительность, т/ч, всех одновременно работающих котлов, подключенных к данной трубе, при номинальной нагрузке их.

2-61. Диаметр трубы на выходе определяется по формуле (2-17), скорость газов ω_0 принимается по указаниям п. III-46.

Если высота трубы задана и требуется проверить достаточность развиваемой ею тяги, то сопротивление трения и потеря давления с выходной скоростью рассчитываются для трубы по тем же формулам, что и при искусственной тяге. Самотяга трубы определяется по рис. VII-26, если в задании

на расчет не указано, что температура наружного воздуха не равна 20° С (п. 2-45).

Проверка тяги производится по формуле:

$$h_c \cdot \frac{h_{\text{бар}}}{760} - \sum \Delta h_{\text{трб}} \frac{\rho_0}{0,132} \cdot \frac{760}{h_{\text{бар}}} \geq \geq 1,2 \Delta H_{\text{п}}, \quad (2-32)$$

где h_c и $\sum \Delta h_{\text{трб}}$ — расчетные величины самотяги и суммы сопротивлений трубы, мм вод. ст.; $\Delta H_{\text{п}}$ — перепад полных давлений газового тракта, мм вод. ст., без учета сопротивлений и самотяги трубы; 1,2 — коэффициент запаса по тяге.

Высота трубы (в м), обеспечивающая необходимую тягу, определяется по формуле:

$$H_{\text{трб}} = \frac{1,2 \Delta H_{\text{п}} + (h_{\text{д}} + \Delta h_{\text{тр}}) \frac{\rho_0}{0,132} \cdot \frac{760}{h_{\text{бар}}}}{\left(\rho_a - \rho_0 \frac{273}{273 + \theta_{\text{ср}}} \right) \frac{h_{\text{бар}}}{760}}, \quad (2-33)$$

где $h_{\text{д}}$ — динамическое давление при скорости выхода из дымовой трубы, мм вод. ст.; $\Delta h_{\text{тр}}$ — сопротивление трения в дымовой трубе, мм вод. ст., определяемое по формуле (2-18); ρ_a — плотность наружного (атмосферного) воздуха

$$\rho_a = 0,132 \frac{273}{273 + t_b} (\text{кгс} \cdot \text{сек}^2)/\text{м}^4;$$

$\theta_{\text{ср}}$ и t_b — средние температуры газов в трубе и наружного воздуха, °С.

При отсутствии задания принимается температура холодного воздуха $t_b = 20^\circ \text{С}$, чему соответствует $\rho_a = 0,123 (\text{кгс} \cdot \text{сек}^2)/\text{м}^4$; выбор расчетной температуры для труб пиковых котлов см. в п. 2-45.

2-Н. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА КОТЛОВ ПОД НАДДУВОМ И ВПГ. КОТЛОВ С РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ ГАЗОВ ИЛИ ВОЗДУХА И КОТЛОВ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ ГАЗОХОДАМИ¹

2-62. Для котлов с наддувом, включая высоконапорные парогенераторы, во всех случаях сопротивление тракта принимается равным сумме сопротивлений воздушного и газового участков тракта. Перепад полных давлений в тракте определяется по формулам (3-18); поправка на давление в тракте вводится по п. 3-21.

Расчет сопротивлений участков тракта ведется по той же методике, что и при уравновешенной тяге, при условии принятия

¹ В этом параграфе сформулированы (в ряде случаев с повторениями предыдущей части текста) основные особенности расчета современных агрегатов, в которых применяются специальные решения. Изложение этих особенностей может помочь расчетнику выбрать схему расчета без дополнительного просмотра всех разделов текста.

качестве расчетной скорости газов или воздуха, приведенной к давлению $h_{\text{в}}^{\text{изб}}$ мм рт. ст. (см. пп. 1-9, 1-12, 1-15).

Методика расчета самотяги отличается от указанной для котлов с уравновешенной тягой только для участков тракта со средним избыточным давлением, большим 500 мм вод. ст. (см. пп. 2-45 и 3-20).

При наддуве обычно применяются высоконапорные дутьевые вентиляторы. При перепаде полных давлений в тракте котла $\Delta H_{\text{п}} \geq 1000$ мм вод. ст. следует учитывать подогрев воздуха в вентиляторе по п. 3-2.

2-63. При применении рециркуляции газов их количество и объем, а также объемы газов с учетом подачи рециркуляции в различных сечениях тракта определяются из теплового расчета.

Сопротивление участка основного тракта котла от места возврата в котел рециркулирующих газов до места их отбора рассчитывается по расходу газов с учетом подачи рециркулирующих газов. Поправки к рассчитанным сопротивлениям вводятся как обычно согласно п. 2-49.

Сопротивление тракта рециркулирующих газов от места отбора их до возврата в котел $\Delta h_{\text{рп}}$, мм вод. ст., определяется по расходу этих газов.

Суммарное сопротивление (в мм вод. ст.) контура рециркуляции (тракт рециркулирующих газов плюс участок основного тракта котла от места возврата до отбора газов) определяется по формуле:

$$\Delta H_{\text{к. рп}} = [\Delta h_{\text{рп}} (1 + \mu_{\text{мас. рп}}) + \sum \Delta h_{\text{в-о}} (1 + \mu_{\text{мас}})] \frac{\rho_0}{0,132} \cdot \frac{760}{h_{\text{эф}}}, \quad (2-34)$$

где $\mu_{\text{мас}}$, $\mu_{\text{мас. рп}}$ — массовые концентрации золы в дымовых газах в котле и в тракте рециркулирующих газов. При установке золоуловителя в тракте рециркулирующих газов $\mu_{\text{мас. рп}} = 0$; $\sum \Delta h_{\text{в-о}}$ — сумма сопротивлений на участке основного тракта котла от места возврата до отбора газов; $\rho_0/0,132$ — поправка на разницу плотностей дымовых газов и сухого воздуха при давлении 760 мм рт. ст., вносится согласно п. 2-50.

Среднее эффективное давление в контуре рециркуляции определяется упрощенно из равенства:

$$h_{\text{эф}}' \approx h_{\text{бар}} + \frac{h_{\text{в}}^{\text{изб}}}{13,6},$$

где $h_{\text{в}}^{\text{изб}}$ — избыточное давление в месте возврата рециркулирующих газов в котел, мм вод. ст.

При возврате рециркулирующих газов в любое сечение топki котла с уравновешен-

ной тягой принимается $h_{\text{в}}^{\text{изб}} \approx h_{\text{т}}$ (см. пп. 2-56 и 2-57).

Перепад полных давлений в контуре рециркуляции определяется по обычной формуле:

$$\Delta H_{\text{п. рп}} = \Delta H_{\text{к. рп}} - \sum h_{\text{с. рп}}, \quad (2-35)$$

где $\sum h_{\text{с. рп}}$ — суммарная самотяга участков контура рециркуляции (собственно тракта рециркуляции и участка основного тракта котла от места возврата до отбора газов), мм вод. ст.

2-64. При расчете сопротивления участков газового тракта котлов с разделенными газоходами (часть газового тракта разделена перегородкой на параллельные газоходы) должно учитываться следующее.

Доли общего сечения, которые приходятся на основной (с большим расходом газов) и байпасный газоходы, и доли газов, направляемые в эти газоходы, определяются из теплового расчета.

При их определении следует учитывать, что чем меньше газов направляется в байпасный газоход, тем меньше одна и та же степень дросселирования его сказывается на общем сопротивлении участка тракта с разделенными газоходами. Как правило, для уменьшения расчетного перепада давлений при номинальной нагрузке основной газоход при этой нагрузке не должен совсем или должен возможно меньше дросселироваться, и поэтому следует значительно дросселировать байпасный газоход. Однако необходимо обеспечить и при номинальной нагрузке возможность изменения расходов газов в обе стороны с целью регулирования температуры среды; поэтому при номинальной нагрузке степень дросселирования байпасного газохода не должна быть максимальной, а в расчете должна быть предусмотрена возможность некоторого повышения сопротивления основного газохода по сравнению с расчетным результатом пропуска через него расхода газов, превышающего расчетный.

При пересчете сопротивления на пониженные нагрузки следует учитывать непропорциональное изменение расходов газов и воздуха вследствие их перераспределения по основному и байпасному трактам, а также дополнительное сопротивление дроссельных клапанов.

При расчете сопротивления параллельных газоходов по схеме расщепленного хвоста (когда разделение тракта осуществляется до выхода из всех поверхностей нагрева) в котлах с уравновешенной тягой с установкой дымососов за каждым газоходом нет необходимости выравнивать сопротивления основного и байпасного участков тракта. В остальных случаях это условие должно быть выполнено за счет соответствующего распределения и дросселирования потока газов.

РАСЧЕТ ВОЗДУШНОГО ТРАКТА

3-А. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

3-1. Расчет воздушного тракта, как и газового, ведется на номинальную нагрузку котлоагрегата. Все исходные данные: температура воздуха, живое сечение и средняя скорость воздуха в воздухоподогревателе и другие данные — принимаются из теплового расчета или определяются по Нормативному методу теплового расчета.

Поправка на давление к сумме сопротивлений всего тракта вводится в конце расчета. Самостоя по тракту подсчитывается также отдельно.

3-Б. СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОЗДУХОПРОВОДА ХОЛОДНОГО ВОЗДУХА

3-2. Температура холодного воздуха $t_{х.в.}$, засасываемого дутьевым вентилятором из котельной, при расчете типовых конструкций принимается обычно в соответствии с Нормативным методом теплового расчета равной 30° С. При расчете отдельных объектов температура холодного воздуха в зависимости от местных условий может приниматься и другой.

Количество холодного воздуха (в м³/ч), засасываемого дутьевым вентилятором, определяется по формуле:

$$V_{х.в.} = B_p V^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} + \Delta\alpha_{вп}) \frac{t_{х.в.} + 273}{273}, \quad (3-1a)$$

где α_T — коэффициент избытка воздуха в топке; $\Delta\alpha_T$ и $\Delta\alpha_{пл}$ — присосы воздуха в топке и в системе пылеприготовления; $\Delta\alpha_{вп}$ — относительная утечка воздуха в воздухоподогревателе, принимаемая равной присосу в нем по газовой стороне.

Значения всех величин, входящих в формулу (3-1a), берутся непосредственно из теплового расчета. По рассчитанному расходу воздуха при отсутствии рециркуляции в воздухоподогревателе рассчитывается весь тракт холодного воздуха до воздухоподогревателя. Для удобства расчета целесообразно определить секундные расходы воздуха.

Воздухопроводы обычно изготавливаются сварными¹ (без фланцев), и утечки воздуха из них принимаются равными нулю.

При установке высоконапорных вентиляторов необходимо учитывать подогрев воздуха в них согласно рекомендациям Нормативного метода теплового расчета.

При перепаде полных давлений в тракте $\Delta H_p < 1000$ мм вод. ст. подогрев воздуха в вентиляторе не учитывается. При $\Delta H_p \geq$

≥ 1000 мм вод. ст. подогрев воздуха в вентиляторе определяется приближенно:

$$t'_в - t''_в = 10^{-2} \Delta H_{п.}, \quad (3-2)$$

где $t'_в$ и $t''_в$ — температуры воздуха до вентилятора и за ним.

При учете подогрева воздуха в вентиляторе участок тракта от вентилятора до калориферов, а при их отсутствии — до воздухоподогревателя рассчитывается по температуре $t''_в$.

При рециркуляции части горячего воздуха в воздухоподогревателе без специального вентилятора для рециркуляции расход воздуха через вентилятор (в м³/ч) с учетом рециркуляции

$$V_{х.в.} = B_p V^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} + \Delta\alpha_{вп} + \beta_{рц}) \frac{t'_{вп} + 273}{273}, \quad (3-1б)$$

где $\beta_{рц}$ — относительное количество рециркулирующего горячего воздуха, определяемое в тепловом расчете воздухоподогревателя; $t'_{вп}$ — температура подогретого в результате рециркуляции воздуха, °С.

На этот расход воздуха рассчитывается воздухопровод от вентилятора до воздухоподогревателя и участок всасывающего воздухопровода после ввода рециркулирующего воздуха. Остальная часть всасывающего воздухопровода рассчитывается на расход холодного воздуха по формуле (3-1a).

При установке специальных вентиляторов для рециркуляции горячего воздуха производительность дутьевого вентилятора определяется по (3-1a) и на этот расход воздуха рассчитывается весь всасывающий воздухопровод до места ввода горячего воздуха. Так как участок воздухопровода после ввода горячего воздуха обычно невелик, можно, как правило, рассчитывать сопротивление всего всасывающего воздухопровода по расходу холодного воздуха.

В случае рециркуляции горячего воздуха, осуществляемой специальным вентилятором, на тракте основного воздуха устанавливаются устройства для смешения обоих потоков, сопротивление которых должно учитываться.

Коэффициент сопротивления теневого смесителя (п. III-20) по холодному воздуху впрямь до уточнения принимается равным 1,5; расчетная скорость определяется по полному сечению воздухопровода перед смесителем.

Тракт рециркуляционного вентилятора рассчитывается по расходу рециркулирующего воздуха ($\beta_{рц} B_p V^0$) и его температуре; по этим же данным определяется производительность рециркуляционного вентилятора.

Коэффициент сопротивления теневого смесителя по рециркулирующему воздуху впрямь до уточнения принимается равным

¹ При установке нагнетательного воздухопровода с фланцевыми соединениями длиной более 20 м утечка воздуха из него $\Delta\alpha$ принимается равной 0,05.

0,5; он относится к скорости в шелях при входе в воздухопровод холодного воздуха.

3-3. Расчет сопротивления воздухопроводов, как и газопроводов, сводится в основном к определению местных сопротивлений. Сопротивление трения при скоростях холодного воздуха, меньших 10 м/сек, может не учитываться. При скоростях холодного воздуха 10—20 м/сек сопротивление трения учитывается приближенно: подсчитывается сопротивление трения одного-двух наиболее длинных участков постоянного сечения и полученное значение умножается на отношение суммарной длины воздухопровода к длине рассчитанного участка.

Сопротивление трения рассчитывается по формуле (1-3) с приближенным значением коэффициента $\lambda = 0,02$ (железный нефутерованный воздухопровод).

3-4. Указания для расчета местных сопротивлений в воздухопроводах такие же, как в п. 2-31. Отличием является то, что упрощенный расчет сопротивления плавных поворотов производится при скоростях воздуха не выше 20 м/сек.

Сопротивление участков, непосредственно примыкающих к вентилятору, определяется согласно указаниям пп. 2-32 и 2-33.

3-В. СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЛОРИФЕРОВ

3-5. Для подогрева воздуха перед входом в воздухоподогреватель следует применять калориферы ВТИ-ТЭМЗ из трубок диаметром 12 и 16 мм с проволочным оребрением; в настоящее время применяются типы ВТИ-ТЭМЗ-II (диаметром 16 мм), которые обычно набираются из секций СО-110, и ВТИ-ТЭМЗ-III (12 мм).

При отсутствии этих калориферов применяются в отдельных случаях стандартные сантехнические калориферы. Согласно ГОСТ 7201—70 они изготавливаются двух типов: КВ — калориферы, обогреваемые водой, КП — калориферы, обогреваемые паром. Калориферы каждого типа могут изготавливаться пяти моделей: самой малой (СМ), малой (М), средней (С), большой (Б) и самой большой (СБ). Кроме того, калориферы различаются типом конструкции оребрения: выпускаются пластинчатые и спирально-навивные. В зависимости от присоединительных размеров калориферы каждой модели подразделяются на 12 номеров. Пример условного обозначения по ГОСТ 7201—70 спирально-навивного калорифера для воды средней модели № 12: калорифер КВС-12-СН ГОСТ 7201—70.

В ряде случаев вместо обозначения по ГОСТ приводится заводское обозначение калориферов. В частности, выпускаются калориферы СТД (с гофрированной пластиной), ФСО и КФБО со спирально-навивным оребрением.

Расход воздуха через калориферы $V_{х.в}$, температура холодного воздуха $t_{х.в}$ принимаются такими же, как для расчета воздухопровода холодного воздуха (п. 3-2).

Сопротивление проходу воздуха (в мм вод. ст.) в калориферах ВТИ-ТЭМЗ определяется по формуле:

$$\Delta h = 1,1 z_2 C_{\phi} \Delta h_{гр}, \quad (3-3)$$

где $\Delta h_{гр}$ — потеря давления на один ряд труб пучка, мм вод. ст., определяется по рис. VII-27; C_{ϕ} — коэффициент, учитывающий физические характеристики воздуха, определяется по рис. VII-27; z_2 — число рядов труб по ходу воздуха; 1,1 — коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности цинковым припоем.

Сопротивление проходу воздуха (в мм вод. ст.) в сантехнических калориферах определяется по формулам:

для пластинчатых калориферов

$$\text{КПБ-II; КВБ-II} \quad \Delta h = 0,175 z_2 (\text{wpg})^{1,72}; \quad (3-4a)$$

$$\text{КПС-II; КВС-II} \quad \Delta h = 0,122 z_2 (\text{wpg})^{1,76}; \quad (3-4b)$$

$$\text{КВБ} \quad \Delta h = 0,153 z_2 (\text{wpg})^{1,69}; \quad (3-4в)$$

$$\text{СТД} \quad \Delta h = 0,157 z_2 (\text{wpg})^{1,73}; \quad (3-4г)$$

для спирально-навивных калориферов

$$\text{КФБО} \quad \Delta h = 0,43 z_2 (\text{wpg})^{1,94}; \quad (3-4д)$$

$$\text{КФСО} \quad \Delta h = 0,335 z_2 (\text{wpg})^{2,01}. \quad (3-4е)$$

Здесь z_2 — число калориферов по ходу воздуха; wpg — [в кг/(м²·сек)], определяется по формуле:

$$\text{wpg} = \frac{G_{х.в}}{3600 f} = \frac{352 V_{х.в}}{3600 (t_{х.в} + 273) f}, \quad (3-5)$$

где $V_{х.в}$ — расход холодного воздуха через калориферы, м³/ч, определяется согласно п. 3-2; f — площадь живого сечения калорифера для прохода воздуха, м².

Значения (wpg)^а могут определяться по рис. VII-28.

Поправочный коэффициент K к сопротивлению калориферов с проволочным оребрением принимается равным 1,25, к сопротивлению сантехнических калориферов — равным 1,15.

3-Г. СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

3-6. Поскольку в регенеративном воздухоподогревателе одни и те же каналы являются газовыми и воздушными, расчет сопротивления воздушной стороны совершенно аналогичен расчету газовой стороны (п. 2-21), включая и выбор поправочного коэффициента на сопротивление воздухоподогревателя.

3-7. Расчет сопротивления трубчатых воздухоподогревателей ведется с учетом следующих указаний.

Воздух, как правило, омывает трубы воздухоподогревателя снаружи. По характеру омывания труб воздухом различаются два типа трубчатых воздухоподогревателей: с поперечным омыванием труб и поворотами воздуха вне пучка (в основном применяемые в отечественных конструкциях) и со смешанным омыванием труб и поворотами воздуха внутри пучка.

Средние скорости воздуха и температура потока при расчете сопротивлений воздухоподогревателя принимаются из теплового расчета.

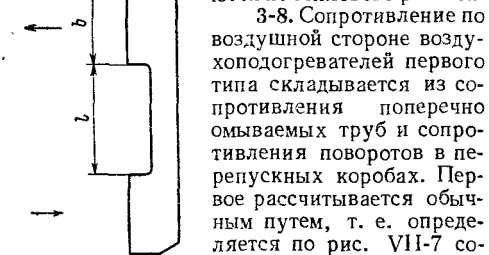


Рис. 3-1. Схема составного перепускного короба

3-8. Сопротивление по воздушной стороне воздухоподогревателей первого типа складывается из сопротивления поперечно омываемых труб и сопротивления поворотов в перепускных коробах. Первое рассчитывается обычным путем, т. е. определяется по рис. VII-7 сопротивление на один ряд труб для шахматных пучков или по рис. VII-6 — коэффициент сопротивления на один ряд коридорных пучков. Найденное значение умножается для коридорных пучков на $z_2 m \frac{\omega^2}{2} \rho$, а для шахматных пучков на $(z_2 + 1) m$, где z_2 — количество рядов труб по глубине в каждом ходе; m — количество ходов по воздуху.

Если несколько первых и последних рядов труб воздухоподогревателя в каждом ходе имеют шахматное расположение, а средние ряды — коридорное, сопротивление шахматных и коридорных рядов рассчитывается отдельно. При этом общий ряд относят к рядам с предыдущей (по ходу воздуха) компоновкой. Если в каждом ходе по воздуху имеются два шахматных пучка, разделенные коридорными рядами, то при расчете суммарного сопротивления всех рядов труб с шахматным расположением следует добавить по два ряда на каждый ход.

В случае установки оребренных труб сопротивление поперечному омыванию рассчитывается с учетом рекомендаций пп. 1-22 или 1-23.

Сопротивление поворотов в наружных перепускных коробах и во внутренних коробах двухпоточных воздухоподогревателей определяется по обычной формуле для местных сопротивлений (1-4) с коэффициентами местного сопротивления: при повороте на $180^\circ \zeta = 3,5$; при повороте на $90^\circ \zeta = 0,9$.

Сопротивление поворота на 180° в составном коробе при расстоянии между входным и выходным сечениями поворота $l/b \geq 1,0$ (рис. 3-1) определяется как сопротивление двух последовательных поворотов на 90° ,

причем вводится поправка по рис. VII-18 (п. 1-32) к сумме сопротивлений этих поворотов; при $l/b < 1,0$ принимается $\zeta = 3,5$.

Расчетное сечение поворота на 180° для определения скорости рассчитывается по формуле (1-41б) как среднее из трех сечений: на входе, в середине поворота (поперечное сечение короба) и на выходе; поворот на 90° рассчитывается по средней из двух скоростей. Сечения входа и выхода принимаются без учета загромаждения трубами, т. е. по размерам короба. Сопротивление одного поворота умножается на количество поворотов.

Поправочный коэффициент K к суммарному сопротивлению по воздушной стороне воздухоподогревателя принимается при числе ходов по воздуху не более двух равным 1,05; при числе ходов больше двух — равным 1,15.

3-9. Воздушная сторона воздухоподогревателей со смешанным омыванием рассчитывается аналогично задним пучкам вертикально-водотрубных котлов, т. е. расчет ведется в предположении движения воздуха по средней линии пучка труб (см. рис. 1-14). В суммарное сопротивление входят следующие составляющие:

1) сопротивление поперечно омываемых труб при входе в пучок; скорость рассчитывается по сжатому сечению между трубами с высотой, равной высоте входного окна; количество рядов труб принимается равным половине всего количества рядов труб в пучке;

2) сопротивление поворота в пучке; расчетные скорости в повороте (входная и выходная) принимаются равными соответственно скорости поперечного омывания на входе в пучок и скорости продольного омывания; коэффициент сопротивления $\zeta = 1,0$ при повороте на 90° и $\zeta = 0,5$ при повороте на 45° ;

3) сопротивление трения при продольном омывании пучка труб; определяется согласно п. 1-15 В, длина пучка принимается равной расстоянию по вертикали между осями входного и выходного окон;

4) сопротивление второго поворота в пучке; рассчитывается по аналогии с предыдущим поворотом;

5) сопротивление поперечно омываемых труб на выходе; определяется аналогично сопротивлению труб на входе, по скорости в соответствующем сечении.

Поправочный коэффициент K для этой конструкции принимается равным 1,1.

Для воздухоподогревателей из горизонтальных труб с движением газов между трубами сопротивление по воздушной стороне складывается из сопротивления трения в трубах, сопротивления поворотов в перепускных коробах и сопротивления входа в трубы и выхода из них.

Сопротивление трения определяется по рис. VII-4; для стеклянных труб коэффициент сопротивления определяется по рис. VII-3 или по формулам (1-7)—(1-9) в зависимости от числа Re и относительной шероховатости (см. табл. VII-1). Сопротивление поворотов в перепускных коробах опреде-

ляется в соответствии с указаниями п. 3-8. Сопrotивление вследствие изменения скоростей при входе и выходе рассчитывается так же, как сопротивление по газовой стороне воздухоподогревателей с движением газов по трубам (см. п. 2-22). Учитываются входы после каждого поворота и выходы перед ними, а также в начале и в конце воздухоподогревателя.

Поправочный коэффициент для таких воздухоподогревателей также принимается равным 1,1.

3-10. Из пластинчатых воздухоподогревателей с гладкими каналами рассматриваются только имеющие горизонтальный ток воздуха в пределах каждого хода с поворотами на 180° в перепускных коробах. Воздухоподогреватели с поворотами воздушного потока в пределах самих карманов¹ в настоящее время не устанавливаются, поэтому методика их расчета не рассматривается.

Воздушное сопротивление пластинчатых воздухоподогревателей складывается из сопротивления трения в воздушных карманах, сопротивления от изменения сечений при входе и выходе воздуха в отдельных кубах, а также из сопротивления поворотов воздуха в перепускных коробах.

Сопrotивление вследствие изменения сечений при входе воздуха в кубы и выходе из них определяется так же, как и для газовой стороны (п. 2-23), но в числитель формулы (2-3) подставляется b_v ; при этом так называемые двоянные кубы считаются за 2 куба. Например, в обычной четырехходовой компоновке воздухоподогревателя из 8 кубов (4 двоянных куба) в расчет сопротивлений входа и выхода по воздуху вводятся все 8 кубов, в то время как по газам вводятся только 4 куба.

Сопrotивление трения по воздушной стороне воздухоподогревателей рассчитывается так же, как и по газовой стороне. Для ранее выпускавшихся отечественных воздухоподогревателей со стандартными размерами кубов суммарную длину воздушных каналов можно принимать равной $2,5 m$, где m — количество ходов по воздуху (количество двоянных кубов).

Сопrotивление поворотов воздуха на 180° в поворотных коробах рассчитывается, как в трубчатых воздухоподогревателях, по скорости, усредненной по скоростям в трех сечениях (полное сечение входа в короб, поперечное сечение короба после поворота на 90° и полное сечение при выходе из короба) — см. п. 1-47. Коэффициент местного сопротивления поворота на 180° $\zeta = 3,5$.

Поправочный коэффициент к суммарному сопротивлению пластинчатых воздухоподогревателей по воздушной стороне принимается равным 1,2.

3-11. Описание пластинчатых воздухоподогревателей с профильными поверхностями см. в п. 2-24.

Потеря давления по воздушной стороне при движении воздуха по двугрубым каналам с овалобразными выступами (см. рис. 2-3) рассчитывается по формуле (1-4), в которой коэффициент сопротивления

$$\zeta = 0,064 \frac{s_2 m}{d_3}, \quad (3-6)$$

где s_2 — продольный шаг овалобразных выступов, m — число выступов; d_3 — эквивалентный диаметр двугрубого канала (без учета выступов), m .

Сопrotивление вследствие изменения сечений при входе воздуха в кубы воздухоподогревателя и выходе из них определяется по формуле (2-1). Поправочный коэффициент для воздушной стороны таких воздухоподогревателей принимается равным 1,1.

3-12. Методика расчета сопротивления воздушной стороны дробепоточных воздухоподогревателей аналогична методике расчета газовой стороны (п. 2-25), включая и выбор поправочного коэффициента к сопротивлению воздухоподогревателя.

3-13. Сопrotивление по воздушной стороне ребристых воздухоподогревателей, как и пластинчатых, складывается из сопротивления трения в воздушных каналах, сопротивления вследствие изменения сечений при входе и выходе в каждом кубе и из сопротивления поворотов воздуха на 180° в перепускных коробах.

Сопrotивление трения и сопротивление при изменении сечений по воздушной стороне рассчитываются так же, как и по газовой (п. 2-26).

Коэффициент сопротивления стандартных воздухоподогревателей из ребристых труб с $d_3 = 0,0342 m$, учитывающий сопротивление трения и сопротивление от изменения сечения, рассчитывается по одной из двух формул:

при $Re < 10^4$

$$\zeta = (1,06 + 22,4 l_{op} Re^{-0,22}) z_2; \quad (3-7a)$$

при $Re \geq 10^4$

$$\zeta = (1,06 + 2,93 l_{op}) z_2, \quad (3-7b)$$

где l_{op} — длина оребренной части трубы, m ; она на 0,2 m меньше полной длины трубы l ; z_2 — число труб по ходу воздуха.

При обычно имеющих место скоростях и температурах воздуха расчет ведется по формуле (3-7a).

Значение Re определяется по $d_3 = 0,0342 m$ из рис. VII-1: $Re^{-0,22}$ может определяться по рис. VII-28.

Коэффициент сопротивления стандартных воздухоподогревателей из чугунных ребристых труб с $d_3 = 0,0425 m$, учитывающий сопротивление трения и сопротивление от изменения сечения, рассчитывается по формуле

$$\zeta = 3,1 z_2. \quad (3-8)$$

Сопrotивление поворотов на 180° в перепускных коробах рассчитывается так же,

¹ К этому типу относились выпускавшиеся в СССР воздухоподогреватели типов Ж и Ж-а.

как для трубчатых или пластинчатых воздухоподогревателей.

Поправочный коэффициент к суммарному воздушному сопротивлению ребристых воздухоподогревателей принимается равным 1,0.

3-14. Методика расчета воздушной стороны воздухоподогревателей с промежуточным теплоносителем аналогична методике расчета газовой стороны (п. 2-27).

Поправочный коэффициент K к воздушному сопротивлению воздухоподогревателей с промежуточным теплоносителем принимается равным 1,2.

3-Д. СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОЗДУХОПРОВОДОВ ГОРЯЧЕГО ВОЗДУХА

3-15. Температура горячего воздуха $t_{г.в}$ принимается непосредственно из теплового расчета.

Расход горячего воздуха (в $m^3/ч$) определяется в соответствии с тепловым расчетом по формуле:

$$V_{г.в} = B_p V^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}) \frac{t_{г.в} + 273}{273}. \quad (3-9)$$

На этот расход рассчитывается воздухопровод от воздухоподогревателя до топочного устройства или до места отвода части горячего воздуха в систему пылеприготовления. Количество воздуха, отводимого в пылеприготовительную систему, определяется по данным расчета последней. Остальная часть тракта рассчитывается в этом случае на остаточный расход горячего воздуха (расход вторичного воздуха).

При подаче пыли в топку горячим воздухом расчет воздухопровода горячего воздуха до смесителей пыли ведется согласно приведенным указаниям. Сопротивление раздающего короба перед смесителями определяется по п. 1-43; при замене раздающего короба симметричными разветвлениями («штанам») сопротивление их рассчитывается в соответствии с п. 1-41. Сопротивление участка от смесителей до выхода в топку рассчитывается согласно указаниям Норм расчета и проектирования пылеприготовительных установок.

При установке шахтных мельниц под наддувом сопротивление воздухопровода первичного воздуха до мельницы рассчитывается по приведенным указаниям. Сопротивление участка от мельницы до выхода в топку рассчитывается согласно указаниям Норм расчета и проектирования пылеприготовительных установок.

При рециркуляции части горячего воздуха в воздухоподогревателе с оборотом воздуха из воздухопровода часть воздухопровода от воздухоподогревателя до места отбора рециркулирующего воздуха рассчитывается

на увеличенный расход (в $m^3/ч$) воздуха ($V_{г.в} + V_{рц}$), где

$$V_{рц} = B_p \beta_{рц} V^0 \frac{t_{г.в} + 273}{273}.$$

Расчет сопротивлений воздухопроводов горячего воздуха ведется в соответствии со всеми упрощениями, введенными для расчета газопроводов (пп. 2-30 и 2-31).

3-Е. СОПРОТИВЛЕНИЕ ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

3-16. Расчетное полное давление воздуха, необходимое для преодоления сопротивления топочного устройства, определяется по следующим указаниям.

При факельном сжигании в тех случаях, когда сопротивление тракта первичного воздуха преодолевается за счет мельничного вентилятора или самовентилиции мельницы, а также при сжигании мазута и газа полное давление принимается равным затрате давления на преодоление сопротивлений, возникающих при прохождении вторичного воздуха через горелку, сопла или шлицы, включая потерю динамического давления при выходе воздуха в топку. В тех случаях, когда сопротивление тракта первичного воздуха преодолевается за счет давления дутьевого вентилятора (схема с подачей пыли горячим воздухом, котлы с наддувом и т. п.) и общая потеря давления в этом тракте больше, чем в тракте вторичного воздуха, сопротивление топочного устройства определяется по указаниям Норм расчета и проектирования пылеприготовительных установок. При установке в тракте первичного воздуха вентиляторов горячего дутья (ВГД) расчет потери давления в их тракте на участке до смесителей пыли ведется по приведенным выше указаниям, а на участке от смесителей до топки — по указаниям Норм расчета и проектирования пылеприготовительных установок.

При слоевом сжигании полное давление принимается равным сопротивлению зонных коробов решетки и лежащего на решетке слоя топлива.

3-17. Сопротивление горелки (в $мм вод. ст.$), а также сопл или шлиц по вторичному воздуху с учетом потери с выходной скоростью выражается формулой:

$$\Delta h_{гор} = \xi \frac{\omega_2^2}{2} \rho, \quad (3-10)$$

где ξ — коэффициент сопротивления горелки; ω_2 — скорость вторичного воздуха при выходе из горелки или из шлиц, $м/сек$;

$\omega_2 = \frac{V_{гор}}{3600 F_2}$; $V_{гор}$ — часовой объем вторичного воздуха, подаваемого через одну горелку, $m^3/ч$; F_2 — выходное сечение горелки (сопл или шлиц) по вторичному воздуху, $м^2$.

Величина коэффициента сопротивления ξ для вихревых пылеугольных и пылегазовых горелок принимается по приводимым ниже указаниям. Для прямоточных пылеуголь-

ных горелок и сопел острого дутья, а также для шлиц вторичного воздуха шахтно-мельничных топок $\zeta \approx 1,5$. Для горелок других типов величина ζ принимается по табл. VII-6.

3-18. Коэффициенты сопротивления вихревых пылеугольных горелок, учитывающие потерю давления во входном патрубке (кармане) завихрителя с коробом, а также потери на трение и на выход из горелки, отнесенные к скорости в цилиндрической части кольцевого канала, определяются по рис. VII-29 в зависимости от типа завихрителя и параметра крутки λ . Так как коэффициент сопро-

для тангенциальных лопаточных завихрителей (рис. 3-2, б)

$$n_{\tau} = \frac{\pi D_{\text{рв}}}{2b_{\text{л}} z_{\text{л}}} \cdot \frac{\sin \beta_{\text{л}}}{\sin \frac{180}{z_{\text{л}}} \cos \left(\beta_{\text{л}} - \frac{180}{z_{\text{л}}} \right)}, \quad (3-11б)$$

при числе лопаток $z_{\text{л}} > 16$ можно считать по формулам

$$n_{\tau} \approx \frac{D_{\text{рв}}}{2b_{\text{л}}} \operatorname{tg} \beta_{\text{л}};$$

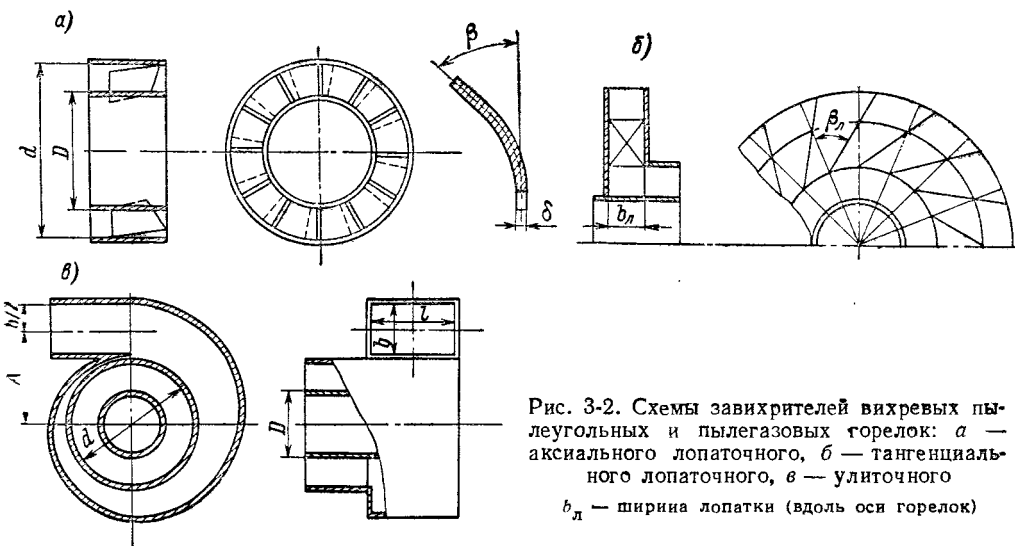


Рис. 3-2. Схемы завихрителей вихревых пылеугольных и пылегазовых горелок: а — аксиального лопаточного, б — тангенциального лопаточного, в — улиточного

$b_{\text{л}}$ — ширина лопатки (вдоль оси горелок)

тивления горелки существенно зависит от конструктивного выполнения короба, на графике приведены его значения с коэффициентом запаса, учитывающим возможные отклонения конструкции короба от обеспечивающей минимальное значение ζ .

В приводимых зависимостях для коэффициента сопротивления не учтено (из-за отсутствия достаточных обобщенных данных) влияние некоторых величин, от которых этот коэффициент очевидно зависит, в частности так называемого «втулочного отношения» — отношения диаметров внутренней и наружной стенок выходного канала вторичного воздуха. Это определяет приближенность принятых зависимостей, поэтому ими не следует пользоваться для определения сопротивления горелок с конструктивными характеристиками, выходящими за указанные ниже пределы. Однако при обычных характеристиках, в частности, для горелок, спроектированных по ОСТ 24.836.05-73 и ОСТ 24.030.26—72, эти зависимости обеспечивают необходимую точность расчета.

Параметр крутки определяется по следующим формулам:

для аксиальных лопаточных завихрителей (рис. 3-2, а)

$$n_{\lambda} \approx \frac{\sqrt{2(d^2 + D^2)}}{D_{\text{рв}}} \operatorname{tg} \beta; \quad (3-11а)$$

для улиточных завихрителей (см. рис. 3-2, в)

$$n_{\lambda} = \frac{\pi A D_{\text{рв}}}{L b}. \quad (3-11в)$$

В этих формулах: d и D — диаметры соответственно наружной и внутренней стенок цилиндрического участка канала, м; $D_{\text{рв}} = \sqrt{D_{\text{л}}^2 - D_{\text{з}}^2}$ — диаметр круга, равновеликого (по площади) выходному сечению канала вторичного воздуха, м; остальные обозначения согласно рис. 3-2.

Зависимости коэффициентов сопротивления вихревых горелок, приведенные на рис. VII-29, справедливы при следующих условиях.

Канал вторичного воздуха цилиндрический или с небольшим углом раскрытия при выходе (не более 15° на сторону).

Выходное сечение канала заподлицо с обрезом амбразуры.

Угол наклона лопаток лопаточных завихрителей не более 55° .

Отношение площадей выходного сечения канала и входного сечения подводящего патрубка вторичного воздуха $\frac{0,785 (d_{\text{з}}^2 - D_{\text{л}}^2)}{F_{\text{п}}}$

лежит в пределах 0,8—1,0.

Втулочное отношение для аксиальных и тангенциальных лопаточных завихрителей

$D_1/D_A \geq 0,3$, для улиточных завихрителей
 $0,25 \leq D_1/D_A \leq 0,5$.

Течение происходит в автомодельной области. С достаточным приближением можно считать, что при номинальной нагрузке котла течение всегда автомодельно. При нагрузках котла, меньших 70% номинальной, влияние неавтомодельности течения учитывается введением в коэффициент сопротивления горелки поправочного коэффициента, определяемого по вспомогательному полю рис. VII-29 в зависимости от числа Re. Последнее определяется из рис. VII-1 по эквивалентному диаметру канала [формула (1-38)], скорости в канале и температуре вторичного воздуха.

Коэффициент сопротивления пылегазовых горелок с периферийной или промежуточной подачи газа под углом к оси горелки $\beta_{газ} > 30^\circ$

$$\zeta_{пг} = 1,2\zeta_{п}, \quad (3-12a)$$

где $\zeta_{п}$ — коэффициент сопротивления пылеугольной горелки, определяемый по рис. VII-29.

При центральной подаче газа

$$\zeta_{пг} = \zeta_{п}. \quad (3-12b)$$

3-19. Для определения сопротивления слоя топлива на решетке при слоевом сжигании следует пользоваться экспериментально установленными значениями давления воздуха под решеткой, отнесенными к номинальной нагрузке котла (табл. VII-7).

Указанные значения представляют собой только сопротивление слоя топлива вместе с колосниковым полотном; поэтому сопротивление всех воздухораспределительных органов (подводов к зонам и т. д.) определяется при расчете воздухопроводов.

3-Ж. САМОТЯГА

3-20. Самотяга (в мм вод. ст.) любого участка воздушного тракта высотой H , мм, рассчитывается по формуле:

$$h_c = \pm Hg \left(0,123 - 0,132p \frac{273}{273 + t_{пот}} \right). \quad (3-13)$$

При расчетной температуре наружного воздуха, не равной 20°C , вместо значения 0,123 подставляется соответствующее значение плотности воздуха при 760 мм рт. ст.

На участках тракта со средним избыточным давлением, меньшим 500 мм вод. ст. ($p < 1,08 \text{ кгс/см}^2$), повышение плотности воздуха не учитывается и принимается абсолютное давление $p = 1,0 \text{ кгс/см}^2$.

Самотяга на 1 м высоты при $p = 1,0 \text{ кгс/см}^2$ и $t = 20^\circ \text{C}$ определяется по рис. VII-26.

Самотяга воздушного тракта рассчитывается только для двух участков. Первый

участок — воздухоподогреватель, для которого расчетная высота принимается равной разности отметок ввода воздухопровода холодного воздуха и вывода воздухопровода горячего воздуха. Второй участок — весь воздухопровод горячего воздуха, расчетная высота которого принимается равной разности отметок вывода воздухопровода горячего воздуха из воздухоподогревателя и входа в топку (оси горелки или поверхности полотна решетки). При установке регенеративных воздухоподогревателей с вертикальной осью можно с учетом их малой высоты не рассчитывать отдельно самотягу в воздухоподогревателе, а добавлять половину его высоты к расчетной высоте воздухопровода горячего воздуха.

3-3. ПЕРЕПАД ПОЛНЫХ ДАВЛЕНИЙ ПО ТРАКТУ

3-21. При суммировании сопротивлений воздушного тракта вносится лишь одна поправка на давление. Эта поправка вводится к сумме сопротивлений всего тракта (без самотяги), как и для газового тракта, при $\Sigma \Delta h > 300 \text{ мм вод. ст.}$ в виде общего множителя $760/h_{эф}$;

$$h_{эф} = h_{бар} + \frac{\Sigma \Delta h_{п}}{2 \cdot 13,6}, \quad (3-14)$$

где $\Sigma \Delta h_{п}$ — сумма расчетных сопротивлений напорного тракта, мм вод. ст., без поправки на давление; $h_{бар}$ — барометрическое давление, мм рт. ст., которое при отсутствии специального задания принимается по рис. 2-6 в зависимости от высоты местности над уровнем моря. Если эта высота не превышает 200 м, принимается $h_{бар} = 760 \text{ мм рт. ст.}$

Если суммарное сопротивление тракта $\Sigma \Delta h \leq 300 \text{ мм вод. ст.}$, поправочный множитель на давление равен $760/h_{бар}$.

Для котлов под наддувом, включая высоконапорные парогенераторы, поправка на давление к сумме сопротивлений (без самотяги) всего тракта, т. е. газового и воздушного его участков, вводится в виде общего множителя $760/h_{эф}$. Величина $h_{эф}$ определяется по формуле (3-14).

В тех случаях, когда давление на выходе из котельной установки p_2 превышает атмосферное более чем на 200 мм вод. ст. (высоконапорные парогенераторы),

$$h_{эф} = \frac{p_2 + \Sigma \Delta h}{2 \cdot 13,6}, \quad (3-14a)$$

где p_2 подставляется в мм вод. ст.

Суммарное сопротивление воздушного тракта выражается формулой:

$$\Delta H = \Sigma \Delta h \frac{760}{h_{эф}}. \quad (3-15)$$

3-22. Для воздушного тракта самотяга учитывается без поправок. Перепад полных

давлений в воздушном тракте (при уравновешенной тяге) определяется по формуле:

$$\Delta H_{\Pi} = \Delta H - H_c - h'_T, \quad (3-16)$$

где h'_T — разрежение в топке на уровне ввода воздуха, мм вод. ст.

Значение h'_T обычно больше разрежения на выходе из топки h''_T , принимаемого в расчете газового тракта, на значение самотяги в топке и определяется по приближенной формуле

$$h'_T = h''_T + 0,95H'; \quad (3-17)$$

для котлов с уравновешенной тягой в тех случаях, когда должно учитываться сопротивление поворота на выходе из топки $\Delta h_{\text{пов}}$ (см. п. 2-3),

$$h'_T = h''_T + 0,95H' - \Delta h_{\text{пов}}. \quad (3-17a)$$

Здесь H' — расстояние по вертикали между высшей точкой сечения выхода газов из топки и средним сечением ввода воздуха в топку, м.

В инвертных топках ввод воздуха расположен выше выхода газов из топки. В этом случае в формулах (3-17) знак плюс заменяется знаком минус.

3-23. В случае работы с наддувом перепад полных давлений во всем тракте, воздушном и газовом, определяется по формуле:

$$\Delta H_{\Pi} = (\Delta H - H_c)_{\text{возд}} + (\Delta H - H_c)_{\text{газ}} - 0,95H' \quad (3-18)$$

или

$$\Delta H_{\Pi} = \left\{ \Sigma \Delta h_{\text{возд}} + [\Sigma \Delta h_1 (1 + \mu_{\text{мас}}) + \Sigma \Delta h_2] \frac{\rho_0}{0,132} \right\} \frac{760}{h_{\text{эф}}} - H_{c_{\text{возд}}} - H_{c_{\text{газ}}} - 0,95H'. \quad (3-18a)$$

В этих формулах величина $h_{\text{эф}}$ определяется по формуле (3-14) или (3-14a) для всего тракта. В тех случаях, когда сопротивления участков тракта определялись по приведенной скорости, отличной от расчетной (см. п. 1-9), в формулу подставляется значение $h_{\text{эф}}$, принятое для расчетов значений $\psi_{\text{пр}}$.

При инвертных топках знак «минус» перед последним членом в (3-18) и (3-18a) заменяется знаком «плюс».

Индексы «возд» и «газ» относятся к воздушной и газовой частям тракта, индексы 1 и 2 — см. в п. 2-51.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ВЫБОР ДЫМОСОСОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ

4-А. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

4-1. Выбор вентилятора или дымососа сводится к подбору машины, обеспечивающей производительность и давление, определенные при расчете воздушного и газового трактов, и потребляющей наименьшее количество энергии при эксплуатации.

4-2. Для обеспечения надежной работы котельного агрегата при колебаниях барометрического давления, изменениях качества топлива, изменениях в процессе эксплуатации сопротивления воздушного и газового трактов, а также для учета предусмотренных техническими условиями допусков на характеристики тягодутьевых машин рассчитанные согласно главам второй и третьей производительности и перепады полных давлений в трактах принимаются при выборе вентиляторов с запасами согласно табл. 4-1.

Этими же запасами обеспечиваются условия, необходимые для надежной работы системы автоматического регулирования котлов при колебаниях нагрузки.

4-3. Характеристика вентилятора¹ представляет собой обычно графические зависимости создаваемого машиной давления (H ,

мм вод. ст.), потребляемой мощности (N , квт) и коэффициента полезного действия (η , %) от производительности (Q , м³/ч).

Производительность вентилятора — это объем перемещаемых вентилятором газов в единицу времени, измеренный во входном сечении.

Таблица 4-1

Коэффициенты запаса для выбора тягодутьевых машин

Наименование тягодутьевых машин	Коэффициент запаса	
	по производительности β_1	по давлению β_2
Дутьевой вентилятор и дымосос	1,1	1,2
Дутьевой вентилятор и дымосос при расчете котельного агрегата на пиковую нагрузку	1,03	1,05
Дымосос рециркуляции газов и вентилятор рециркулирующего воздуха ¹	1,05	1,10

¹ Дымососы и вентиляторы рециркуляции могут выбираться без запасов по перепаду полных давлений в тракте рециркуляции, если расчет перепада выполнен при работе основных дымососов и вентиляторов с коэффициентами запаса, указанными в таблице для этих машин.

¹ В тех случаях, когда особой оговорки нет, под вентилятором подразумевается тягодутьевая машина (дутьевой вентилятор, дымосос, дымосос рециркуляции).

Полное давление вентилятора — разность полных давлений в сечениях выхода из вентилятора и входа в него:

$$H = h_{п. \text{ вых}} - h_{п. \text{ вх}} = h_{ст. \text{ вых}} - h_{ст. \text{ вх}} + \frac{\rho}{2} \left(\frac{h_{ст. \text{ вх}}}{h_{ст. \text{ вых}}} \omega_{\text{вых}}^2 - \omega_{\text{вх}}^2 \right), \quad (4-1)$$

где $h_{ст. \text{ вх}}$ и $h_{ст. \text{ вых}}$ — абсолютное статическое давление соответственно во входном и выходном сечениях вентилятора, *мм вод. ст.*; ρ — плотность газов во входном сечении вентилятора, *кгс·сек²/м⁴*; $\omega_{\text{вх}}$ и $\omega_{\text{вых}}$ — скорость газов соответственно на входе в вентилятор и на выходе из него, *м/сек.*

Характеристики вентиляторов построены по полному давлению, создаваемому машиной при перемещении воздуха, имеющего указанную на характеристике температуру, при абсолютном давлении 760 *мм рт. ст.* в сечении входа в вентилятор.

Мощность (в *квт*), потребляемая вентилятором, определяется по графическим характеристикам или по формуле:

$$N = \frac{QH\psi}{3670\eta}, \quad (4-2)$$

где $\psi = 1 - \frac{H}{2kh_{п. \text{ вх}}}$ — коэффициент сжимаемости газа в вентиляторе. Для воздуха показатель адиабаты $k = 1,4$ и $\psi = 1 - 0,36 \frac{H}{h_{п. \text{ вх}}}$; эти же значения можно принимать для дымовых газов; η — к. п. д. вентилятора в данном режиме, %.

Для вентиляторов с $H \leq 300$ *мм вод. ст.* принимается $\psi = 1,0$.

Характеристики вентиляторов, имеющих устройства для регулирования производительности (направляющие аппараты, поворотные рабочие лопатки и т. д.), обычно даются для каждого положения регулирующего органа.

4-4. Необходимая расчетная производительность вентилятора определяется с учетом условий всасывания, т. е. избыточного давления или разрежения и температуры перед вентилятором, и представляет собой действительные объемы газов (в *м³/ч*), которые должен перемешать вентилятор,

$$Q_p = \beta_1 \frac{V}{z} \frac{760}{h_{бар} \pm \frac{\beta_2 H_{вх}}{13,6}}, \quad (4-3)$$

где V — расход газов или воздуха при номинальной нагрузке котла, *м³/ч*, определенный по формулам (2-7), (3-1а), (3-1б) для абсолютного давления 760 *мм рт. ст.*; β_1 и β_2 — коэффициенты запаса по производительности и давлению; z — количество одинаковых параллельно работающих вентиляторов; $h_{бар}$ — барометрическое давление в месте установки вентилятора, определяемое по рис. 2-б, *мм рт. ст.*; $H_{вх}$ — разрежение (—) или избыточное давление (+) во входном сечении вентилятора, *мм вод. ст.*

Для всех дутьевых вентиляторов, а также для других машин с давлением, меньшим 300 *мм вод. ст.*, в формуле (4-3) учитывается только барометрическое давление, без поправки на $H_{вх}$.

4-5. Необходимое по расчету полное давление (в *мм вод. ст.*), которое должен развивать вентилятор, определяется по формуле:

$$H_p = \beta_2 \Delta H_p, \quad (4-4)$$

где ΔH_p — перепад полных давлений в тракте при номинальной нагрузке котла, *мм вод. ст.*, определяемый по формулам (2-2б), (3-1б), (3-18).

Чтобы произвести выбор вентилятора по характеристике, полное расчетное давление H_p необходимо привести к условиям (плотность перемещаемой среды), для которых составлена характеристика вентилятора, по формуле:

$$H_p^{пр} = K_p H_p. \quad (4-5)$$

Так как характеристика вентилятора составлена для работы на воздухе и для абсолютного давления на входе в вентилятор 760 *мм рт. ст.*, коэффициент K_p определяется по формуле:

$$K_p = \frac{0,132}{\rho_0} \cdot \frac{273 + t}{273 + t_{хар}} \cdot \frac{760}{h_{бар} \pm \frac{\beta_2 H_{вх}}{13,6}}, \quad (4-6)$$

где ρ_0 — плотность перемещаемых газов при 0° С и 760 *мм рт. ст.* (в *кгс·сек²/м⁴*), определяемая по рис. VII-2б; t — температура газов перед вентилятором, °С; $t_{хар}$ — температура, для которой составлена характеристика, °С.

Указания для учета поправки на $H_{вх}$ см. в п. 4-4.

4-6. Определенные по пп. 4-4 и 4-5 Q_p и $H_p^{пр}$, соответствующие расчетному режиму выбираемого вентилятора, должны лежать на характеристике последнего.

Характеристика тракта котельного агрегата обычно представляет собой квадратичную параболу в системе координат $Q - H^1$, точки которой могут быть получены из уравнения:

$$H_i = H_{пост} + (H_p^{пр} - H_{пост}) \left(\frac{Q_i}{Q_p} \right)^2, \quad (4-7)$$

где $H_{пост}$ — часть сопротивления тракта, не зависящая от количества проходящих газов (постоянно поддерживаемое давление перед горелками, самотяга и т. д.).

¹ Характеристика трактов рециркуляции газов и воздуха не выражается квадратичной зависимостью, и ее нужно строить по данным расчета нескольких режимов работы котла с рециркуляцией, с учетом параметров трактов собственно рециркуляции и основного. Расчетным следует обычно принимать режим с наибольшим значением произведения QH .

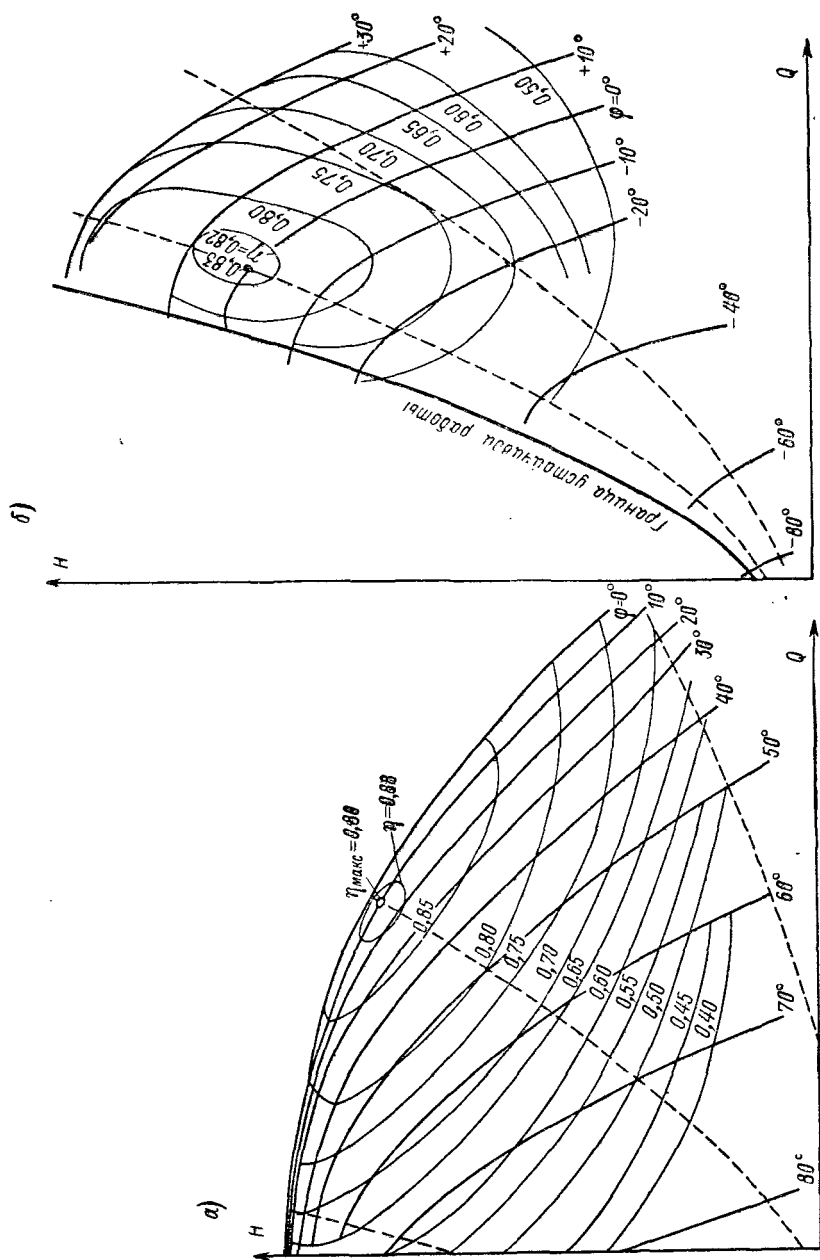


Рис. 4-1. Характеристики вентиляторов: а — центрального, б — осевого
φ — угол открытия направляющего аппарата, η — к. п. д. машины

Точка пересечения характеристики тракта с предельной (верхней) кривой полного давления вентилятора определяет максимальную производительность вентилятора в данном тракте и называется исходным режимом, т. е. начальным режимом по условиям регулирования.

4-7. Выбор вентилятора производится таким образом, чтобы точка с параметрами Q_p и $H_p^{пр}$ располагалась на характеристике в зоне высокого к. п. д. вентилятора, как правило, не меньшего 90% максимального значения к. п. д. по характеристике.

При выборе вентилятора центробежного типа расчетная точка с параметрами Q_p и $H_p^{пр}$ должна располагаться возможно ближе к кривой $Q = H$ вентилятора, построенной для полностью открытого направляющего аппарата (рис. 4-1, а).

При выборе вентилятора осевого типа расчетная точка должна располагаться на кривых, соответствующих регулированию «вверх» от режима максимального к. п. д. на 10–15°, с тем чтобы при характерном для котельных агрегатов регулировании производительности в сторону уменьшения при номинальном режиме вентилятор работал в зоне максимального к. п. д. (рис. 4-1, б).

4-8. В случае когда на заданные параметры может быть выбрано несколько вентиляторов различного типа, выбор вентилятора должен быть произведен на основании технико-экономического расчета с учетом стоимости электроэнергии на привод вентилятора, годового графика загрузки котельного агрегата, эффективности регулирования вентилятора, стоимости сооружения вентиляторной установки и других факторов.

При правильно построенном типоразмерном ряде серийно выпускаемых тягодутьевых машин одни и те же расчетные параметры, как правило, могут быть обеспечены машинами с мало различающимися стоимостями вентиляторной установки. Основными факторами, определяющими выбор вентилятора, оказываются эксплуатационный расход мощности и удобство компоновки.

4-9. При выборе центробежных дымососов производительностью более 75 000 м³/ч, работающих на дымовых газах, содержащих абразивную золу, по условиям уменьшения износа следует принимать частоту вращения не более 980 об/мин (для снимаемых с производства дымососов с вперед загнутыми лопатками не выше 740 об/мин.).

4-10. При установке на общий тракт двух и более вентиляторов схема тракта котельного агрегата должна допускать возможность подключения любого из вентиляторов к уже работающему на тот же тракт вентилятору, а также обеспечивать устойчивую параллельную работу вентиляторов.

4-Б. РЕГУЛИРОВАНИЕ

4-11. Для изменения производительности вентилятора в процессе эксплуатации применяются регулирование.

Распространение получили следующие способы регулирования: увеличение сопротивления тракта при помощи шиберов; воздействие на характеристику вентилятора путем изменения частоты его вращения; воздействие на характеристику вентилятора путем подкрутки потока на входе в рабочее колесо посредством входных направляющих аппаратов; воздействие на характеристику вентилятора путем изменения либо угла установки рабочих лопаток целиком, либо положения выходной части рабочих лопаток (закрылков).

4-12. При уменьшенной за счет регулирования подаче машины в данном тракте потребляемая машинной мощностью зависит от способа и глубины регулирования.

Эксплуатационная экономичность вентилятора характеризуется величиной эксплуатационного к. п. д. (в процентах)

$$\eta_s = \frac{Q \Delta H_{п\psi}}{3670N}, \quad (4-8)$$

где $\Delta H_{п}$ — перепад полных давлений в тракте при данной производительности, мм вод. ст.; ψ — коэффициент сжимаемости газа (по п. 4-3); N — мощность на валу вентилятора, зависящая от глубины и способа регулирования и типа выбранной машины, кВт.

4-13. Наиболее простым способом является регулирование шибером в тракте. Однако этот способ наименее экономичен, так как прикрытые шиберы не влияют на характеристику $Q-H$ машины (если шибер не установлен на всасе непосредственно у машины), а лишь искусственно повышает сопротивление тракта.

Эксплуатационный к. п. д. машины (в процентах) при шиберном регулировании (учитывающий потерю давления в шибере) снижается пропорционально отношению требуемого перепада давлений по характеристике тракта $\Delta H_{п}$ к давлению H , развиваемому машиной при данном расходе:

$$\eta_s^m = \eta \frac{\Delta H_{п}}{H}, \quad (4-9)$$

где η — к. п. д. машины по заводской характеристике, %, при том же расходе Q .

Ввиду низкой экономичности шиберного регулирования этот способ, как правило, не применяется и лишь иногда встречается в установках небольшой мощности.

4-14. Более экономичными являются способы регулирования, воздействующие на характеристику $Q-H$ машины. К ним относятся регулирование изменением частоты вращения (изменение частоты вращения электродвигателя, турбопривод), регулирование направляющим аппаратом предпочтительно осевого или в отдельных случаях упрощенного типа, создающим посредством поворота его лопаток или их закрылков закручивание входящего в рабочее колесо потока по направлению вращения колеса, а также поворотом самих рабочих лопаток или их закрылков (последний способ пока применяется главным образом в осевых вентиляторах).

4-15. При изменении скорости вращения параметры Q и H машины изменяются по следующему соотношению:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}; \quad (4-10)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2. \quad (4-11)$$

К. п. д. машины при пересчете производительности и развиваемого давления по указанным соотношениям для соответствующих точек при различных частотах вращения практически одинаков.

Отсюда

$$N_2 = N_1 (n_2/n_1)^3. \quad (4-12)$$

4-16. При регулировании направляющим аппаратом потребляемая мощность на валу машины определяется производительностью, полным давлением, развиваемым вентилятором, и его к. п. д. в данном режиме. При этом возникают дополнительные потери в самой машине, зависящие от угла поворота лопаток направляющего аппарата и вызывающие снижение к. п. д. машины. Степень этого снижения зависит от типа машины, типа направляющего аппарата, глубины регулирования, а также от положения исходного режима на характеристике машины. Однако даже при этом снижении к. п. д. машины расход мощности меньше, чем при дроссельном регулировании, за счет уменьшения создаваемого машиной давления до значения сопротивления тракта.

Благодаря сравнительной простоте конструкции и обслуживания при относительно малой инерционности и удовлетворительной экономичности регулирование направляющими аппаратами является наиболее распространенным способом регулирования.

Мощность, потребляемая вентилятором (мощность на валу машины), при всех режимах определяется по формуле (в *квт*):

$$N = \frac{Q \Delta H_n \psi}{3670 \eta_p}, \quad (4-13)$$

где Q и ΔH_n — расход, $м^3/ч$, и перепад полных давлений в тракте, *мм вод. ст.*; η_p — эксплуатационный к. п. д. машины при регулировании ее направляющим аппаратом, %, определяется непосредственно по заводской характеристике машины, построенной для различных положений лопаток направляющего аппарата; ψ — коэффициент сжимаемости газа (по п. 4-3).

4-17. Машины с поворотными на ходу лопатками рабочего колеса (либо с поворотными на ходу закрылками лопаток) имеют более высокую экономичность в процессе регулирования, чем машины, снабженные направляющим аппаратом. Мощность на валу машины в режимах регулирования определяется по формуле (4-13); при этом эксплуатационный к. п. д. машин так же, как и при регулировании машины направляющим аппаратом, находится по заводской характе-

ристике машины, построенной для различных положений рабочего колеса (или их закрылков).

4-18. Помимо указанных способов, обеспечивающих плавное регулирование во всем диапазоне, применяется комбинированный способ. Для комбинированного регулирования применяется установка двухскоростного электродвигателя со смежными ступенями оборотов (при обычных графиках нагрузки машин), причем в пределах каждой ступени оборотов плавное регулирование осуществляется, как правило, направляющим аппаратом. При этом способе регулирования следует учитывать, что отношение оборотов нижней скорости к верхней довольно существенно изменяется в зависимости от верхней скорости: 0,67 при 1470 *об/мин*, 0,75 при 980 *об/мин*, 0,80 при 740 *об/мин* и 0,83 при 590 *об/мин*.

Соответственно будет изменяться частота использования экономичной нижней скорости машины в годовом графике.

В отдельных случаях при высокой среднегодовой нагрузке машины может оказаться целесообразным выбор типоразмера машины, обеспечивающего максимальный к. п. д. не при расчетном режиме (со всеми запасами), а при наиболее длительном, для которого поэтому подбирается нижняя ступень оборотов. Такой выбор следует тщательно проверить по годовому расходу энергии. При этом следует учитывать необходимый запас на автоматическое регулирование при меньшей скорости, чтобы не злоупотреблять частым переключением скоростей. Такое решение легче осуществить при выборе осевых машин.

4-19. Эксплуатационная экономичность вентиляторной установки определяется значением к. п. д. установки в целом $\eta_{уст}$ (в процентах), учитывающим к. п. д. привода,

$$\eta_{уст} = \eta \eta_{прив}. \quad (4-14)$$

4-В. МОЩНОСТЬ ПРИВОДНОГО ДВИГАТЕЛЯ

4-20. Потребляемая вентилятором мощность (в *квт*) определяется по графическим характеристикам или по формуле

$$N = \frac{1}{K_p} \frac{Q_p H_p^{\text{нр}} \psi}{3670 \eta_p}, \quad (4-15)$$

где Q_p — расчетная производительность на входе в вентилятор, определяемая по формуле (4-3); η_p — к. п. д. по характеристике вентилятора в точке Q_p , $H_p^{\text{нр}}$, %; ψ — коэффициент сжимаемости газа; K_p см. по п. 4-5.

Расчетная мощность двигателя (в *квт*) определяется по потребляемой с запасом $\beta_3 = 1,05$:

$$N_{дв} = N \beta_3. \quad (4-16)$$

Электродвигатель выбирается по рассчитанной таким образом мощности из перечня двигателей, рекомендованных заводом-изготовителем тяговых машин для данного

типа вентиляторов и проверенных по условиям пуска.

Двигатели вентиляторов с назад загнутыми лопатками могут выбираться без запаса, если их мощность соответствует максимуму по кривой мощности на характеристике вентилятора.

Если двигатель выбран по режиму с введенным регулированием и при полном открытии направляющего аппарата потребляемая вентилятором мощность будет больше номинальной мощности двигателя, должны предусматриваться ограничители открытия направляющего аппарата; при невозможности применения ограничителей должен быть выбран двигатель большей мощности.

4-Г. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДУТЬЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ И ДЫМОСОСОВ

4-21. Рабочие зоны характеристик $Q-H$ дымососов центробежного и осевого типов и дутьевых вентиляторов центробежного типа приведены на рис. VII-30—VII-38. Дымососы типа 0,7-37 одностороннего и двустороннего всасывания (рис. VII-30 и VII-31) сняты с производства из-за низкой эксплуатационной экономичности. В последующем должны устанавливаться дымососы одностороннего всасывания типа 0,55-40-1 (рис. VII-32) и дымососы одностороннего и двустороннего всасывания типа 0,62-40 (рис. VII-33).

Характеристики машин построены для частот вращения тех асинхронных двигателей, с которыми они поставляются, а именно для частот: 2980, 1480, 980, 740, 590, 490 и 370 об/мин.

Графики служат для предварительного выбора машины, соответствующей по своим параметрам расчетному режиму. Окончательный выбор машины производится на основании заводских характеристик.

Дымососы и дутьевые вентиляторы, рабочие зоны которых показаны на рис. VII-30—

VII-38, обеспечивают котельные установки паропроизводительностью от 2,5 т/ч. Котлы меньшей паропроизводительности поставляются заводами Минэнергомаша комплектно с тягодутьевыми машинами, и выбор последних не требуется. Характеристики дымососа и дутьевого вентилятора, поставляемых с котлами Е-1-9, приведены на рис. VII-94 и VII-95.

4-22. Рабочие зоны характеристик освоенных в производстве вентиляторов горячего дутья и дымососов рециркуляции дымовых газов приведены на рис. VII-37 и VII-38.

4-23. Для оценки эксплуатационного к. п. д. на графиках приведены полные характеристики указанных в п. 4-21 машин при максимальной расчетной частоте вращения. Характеристики для другой скорости вращения могут быть получены путем пересчета по формулам (4-10), (4-11) и (4-12).

При отсутствии характеристики для необходимой частоты вращения можно обойтись и без ее построения. Для этого расчетные параметры Q , H пересчитываются по формулам (4-10)—(4-12) на ту частоту вращения, для которой построена имеющаяся характеристика. После этого можно как обычно определить к. п. д. машины в расчетном режиме, эксплуатационный к. п. д., глубину регулирования и т. п. При этом следует иметь в виду, что все размерные параметры Q , H и N , считываемые с такой «условной» характеристики, подлежат для выбранной машины обратному пересчету на требуемую частоту вращения.

4-24. В разделе III-3 даны некоторые указания для выбора машин под углом зрения обеспечения устойчивости их параллельной работы в тех случаях, когда в общем тракте котла или котельной устанавливается больше одной машины. Особенное значение имеют эти указания для осевых машин в связи с наличием в левой части их характеристики $Q-H$ так называемой помпажной зоны (провал давления). Примеры выбора тягодутьевых машин приведены в приложении VI.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Обозначение	Единица	Наименование величины
ΔH_{Π}	мм вод. ст.	Перепад полных давлений на участках газовоздушного тракта
$h_{\text{бар}}$	мм рт. ст.	Барометрическое давление
$h_{\text{эф}}$	мм рт. ст.	Среднее эффективное давление по тракту
$h_{\text{ст}}$	мм вод. ст.	Статическое давление
h_d	мм вод. ст.	Динамическое давление (скоростной напор)
h_a	мм вод. ст.	Атмосферное давление на уровне $z = 0$
h_c	мм вод. ст.	Самотяга участка
h_t	мм вод. ст.	Разрежение на выходе из топки
$\Delta h_{\text{тр}}$	мм вод. ст.	Сопротивление трения
Δh_m	мм вод. ст.	Величина местных сопротивлений
p	кгс/см ²	Фактическое абсолютное давление на рассчитываемом участке
ζ	—	Коэффициент местного сопротивления или коэффициент сопротивления пучка труб
λ	—	Коэффициент сопротивления трения
K	—	Поправочный коэффициент к расчетному значению сопротивления участка тракта
ν	м ² /сек	Коэффициент кинематической вязкости текущей среды
ρ	кгс·сек ² /м ⁴	Плотность текущей среды
k	м	Абсолютная шероховатость поверхности
$d_{\text{э}}$	м	Эквивалентный (гидравлический) диаметр
L, l	м	Длина
F	м ²	Живое сечение канала
U	м	Периметр сечения, омываемый текущей средой
a, b	м	Размеры сторон прямоугольного сечения газовоздухопровода
d	м	Наружный диаметр труб
z	—	Полное количество труб в газохоме
z_p	—	Количество рядов труб по глубине пучка
s_1, s_2	м	Шаги труб соответственно по ширине и глубине пучка
s_3	м	Диагональный шаг труб
$\sigma_1 = \frac{s_1}{d}$	—	Относительные шаги труб в пучке, соответственно поперечный, продольный, диагональный
$\sigma_2 = \frac{s_2}{d}$	—	
$\sigma_3 = \frac{s_3}{d}$	—	
$\Psi = \frac{s_1 - d}{s_2 - d}$	—	Параметр для расчета коридорных пучков
$\Phi = \frac{s_1 - d}{s_2 - d}$	—	Параметр для расчета шахматных пучков
C_s	—	Коэффициент формы пучка
β	—	Коэффициент оребрения труб
C_z	—	Поправка для малорядных пучков ребристых труб
$\bar{l} = \frac{l}{\sqrt{F_1}}$	—	Приведенная длина диффузора
R	м	Радиус закругления отвода (по осевой линии)
$r_{\text{вн}}, r_{\text{н}}$	м	Радиусы закругления внутренней и наружной кромок поворота
i	—	Уклон дымовой трубы по внутренней поверхности футеровки
$t, t_{\text{ст}}$	°C	Температура текущей среды и стенки
θ_d	°C	Температура газов у дымососа
t_p	°C	Температура точки росы
B_p	кг/ч	Расчетный расход топлива

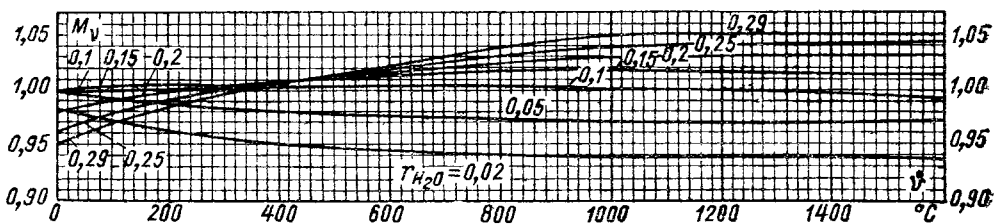
Обозначение	Единица	Наименование величины
$V_{г. ух}$	$м^3/кг$	Объем продуктов горения на 1 кг топлива при избытке воздуха за воздухоподогревателем
V^c	$м^3/кг$	Теоретическое количество воздуха на 1 кг топлива
w	$м/сек$	Скорость потока
$w_{эк}$	$м/сек$	Экономическая скорость
Re	—	Число (критерий) Рейнольдса
$\Delta\alpha$	—	Присос воздуха
r_{H_2O}	—	Объемная доля водяных паров
$\mu_{мас}$	$кг/кг$	Массовая запыленность газов
$Q_{охл}$	$ккал/ч$	Суммарная часовая потеря тепла
$\beta_1; \beta_2$	—	Коэффициенты запаса соответственно по производительности и по давлению тягодутьевой машины
β_3	—	Коэффициент запаса по мощности двигателя
N	$квт$	Мощность, потребляемая вентилятором
$N_{дв}$	$квт$	Расчетная мощность двигателя
Q	$м^3/ч$	Расход; производительность тягодутьевой машины
Q_p	$м^3/ч$	Расчетная производительность машины
K_p	—	Поправка на отклонение величин от принятых в заводской характеристике
H_p	$мм вод. ст.$	Расчетное полное давление, создаваемое тягодутьевой машиной
Φ	—	Коэффициент сжимаемости газа в тягодутьевой машине
η	%	К. п. д. машины по заводской характеристике
$\eta_э$	%	Эксплуатационный к. п. д.
n	$об/мин$	Частота вращения

ПРИЛОЖЕНИЕ II

ФИЗИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОВ, ИСПОЛЗУЕМЫЕ
В АЭРОДИНАМИЧЕСКОМ РАСЧЕТЕ

II-1. Коэффициенты кинематической вязкости воздуха и дымовых газов среднего состава ($r_{H_2O} = 0,11$; $r_{CO_2} = 0,13$) при 760 мм рт. ст. и различных температурах приведены в табл. II-1.

Отклонение коэффициентов кинематической вязкости газов, отличающихся по составу от среднего, определяется главным образом изменением содержания водяных паров.

Рис. II-1. Поправка M_v Таблица II-1
Коэффициенты кинематической вязкости воздуха ν_B и дымовых газов среднего состава ν_r при 760 мм рт. ст.

Температура, $^{\circ}C$	$\nu_B \cdot 10^6, м^2/сек$	$\nu_r \cdot 10^6, м^2/сек$	Температура, $^{\circ}C$	$\nu_B \cdot 10^6, м^2/сек$	$\nu_r \cdot 10^6, м^2/сек$
0	13,2	11,9	900	155	146
100	23,2	20,8	1000	177	167
200	34,8	31,6	1100	200	188
300	48,2	43,9	1200	223	211
400	62,9	57,8	1300	247	234
500	79,3	73,0	1400	273	258
600	96,7	89,4	1500	300	282
700	115	107	1600	327	307
800	135	126			

Коэффициент кинематической вязкости дымовых газов заданного состава в ($\text{м}^2/\text{сек}$)

$$\nu = M_{\nu\nu_r},$$

где M_{ν} — поправка, зависящая от объемной

доли водяных паров и температуры газов, определяется по рис. II-1; ν_r , $\text{м}^2/\text{сек}$, принимается из табл. II-1.

II-2. Значения плотности газов при 0°C и 760 мм рт. ст. приведены в табл. II-2.

Таблица II-2

Плотности газов при 0°C и 760 мм рт. ст.

Наименование газа	Обозначение	Плотность ρ_0 , $\text{кгс}\cdot\text{сек}^2/\text{м}^4$	Наименование газа	Обозначение	Плотность ρ_0 , $\text{кгс}\cdot\text{сек}^2/\text{м}^4$
Воздух	—	0,132	Углекислота	CO_2	0,200
Азот элементарный	N_2	0,128	Водяные пары	H_2O	0,082
Азот воздуха (с примесью аргона)	—	0,128	Водород	H_2	0,0092
Кислород	O_2	0,146	Сернистый газ	SO_2	0,291
Окись углерода	CO	0,127	Сероводород	H_2S	0,155
			Метан	CH_4	0,073

ПРИЛОЖЕНИЕ III

НЕКОТОРЫЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ ЭЛЕМЕНТОВ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК¹

III-A. ГАЗОВОЗДУШНЫЙ ТРАКТ УСТАНОВКИ

III-1. Обеспечение оптимальных решений при проектировании газозвоздушного тракта котельной установки требует анализа ряда сложных вопросов по подбору оптимальных типоразмеров и количества вспомогательного оборудования, выбору оптимальных скоростей в газозвоздухопроводах, их компоновке и конструкции, рациональному выполнению элементов тракта. По этим вопросам, особенно в отношении выбора оборудования и компоновки газозвоздухопроводов, нет общих рекомендаций.

Поэтому здесь рассмотрены только некоторые общие вопросы проектирования газозвоздухопроводов, приведены рекомендации для оптимизации их отдельных элементов, помещены справочные материалы по вспомогательному оборудованию газозвоздушных трактов. При проектировании последних анализ упомянутых вопросов должен производиться с учетом имеющихся материалов по аэродинамическим продувкам, технико-экономическим исследованиям, проектным изысканиям и т. п.

III-B. ОБ УЧЕТЕ И УМЕНЬШЕНИИ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ НЕРАВНОМЕРНОСТЕЙ

III-2. Аэродинамические неравномерности (перекосы) в газозвоздушном тракте могут вызываться рядом причин, в том числе наличием проходов с уменьшенным сопротивлением, байпасирующих основное сопротивление, загрязнением участков газозходов, аэродинамически неудачной конфигурацией участков тракта (например, поворот—диффузор), влиянием предвключенных сопротивлений и т. п.

Неравномерности, характеризующиеся обычно отношением местных скоростей в расчетном сечении тракта к средней, могут достигать больших значений. Так, по измерениям ЦКТИ на модели котла с П-образной компоновкой усредненное только в одной плоскости по ширине котла отношение выбегов скоростей к средней скорости равно в сечении за поворотом на входе в горизонтальный газозход 0,25—0,5 и в сечении на входе в конвективную шахту 0,2—0,3. Такие неравномерности могут существенно сказаться на сопротивлении элемента, расположенного в данном сечении. Однако следует учитывать, что в установленных за сечениями с увеличенной неравномерностью симметрично расположенных элементах с относительно большим сопротивлением (например, трубных пучках) начальная неравномерность обычно существенно сглаживается и мало изменяет расчетное сопротивление. Только в тех случаях, когда неравномерность вызвана условиями движения потока в пределах самого рассчитываемого элемента, например загрязнением трубного пакета или большими свободными проходами по краям пакета, она может существенно изменить его сопротивление.

Особенно существенно аэродинамические неравномерности могут влиять на процессы, определяющие надежность работы котло-

¹ Настоящие указания составлены в основном с целью ориентировки проектировщиков при решении вопросов, связанных с выбором рациональных аэродинамических характеристик тракта. Для некоторых элементов (тягодутьевые машины, золоуловители) даны конструктивные характеристики.

Пункты приложения, не отмеченные знаком*, обязательны для выполнения, как весь Нормативный метод. Пункты, отмеченные*, не являются нормативными, и их следует рассматривать как рекомендации.

агрегата: абразивный износ, шлакование и занос, местные повышения тепловых потоков и т. п. Большое влияние на эффективность работы электрофильтров и тягодутьевых машин оказывает степень неравномерности распределения потока газов на входе в них.

Учет влияния аэродинамических неравномерностей на сопротивление элементов газозвдушного тракта обычно затруднителен, и не всегда его можно выполнить. Частично усредненное влияние неравномерностей учитывается поправочными коэффициентами к расчетным сопротивлениям участков тракта; некоторые рекомендации для учета этого влияния даны в методике расчета коэффициентов сопротивления последовательно расположенных поворотов (п. 1-32) и отводов с направляющими листами (п. 1-34).

Как правило, должны приниматься меры для обеспечения небольшой степени аэродинамической неравномерности на тех участках тракта, где она может сказаться на надежности и эффективности работы котлоагрегата. Соответствующие рекомендации даны в Нормативном методе, в частности в приложении III. При выполнении этих рекомендаций не требуется дополнительно учитывать влияние неравномерности на расчетные сопротивления.

Одним из участков газового тракта, на котором может возникнуть заметная неравномерность распределения газов, является поворот из горизонтального газохода в конвективную шахту, особенно в случае, когда глубина шахты заметно больше высоты газохода. Как сказано, эта неравномерность не приводит к существенному увеличению сопротивления тракта, но может вызвать заметное увеличение абразивного износа и загрязнения последующих пакетов. Поэтому не следует принимать глубину конвективной шахты больше чем 1,2 высоты газохода особенно при топках с абразивной золой или интенсивно загрязняющих горючих пучки труб на входе в шахту.

III-В. ГАЗОВОЗДУХОПРОВОДЫ, ИХ УЗЛЫ И ЭЛЕМЕНТЫ

III-3. Указания относятся к воздухопроводам холодного и горячего воздуха, а также газопроводам для транспорта дымовых газов. Пылевоздухопроводы системы пылеприготовления, трубопроводы горячего газа и систем вентиляции здесь не рассматриваются.

При разработке компоновки котельного агрегата большое внимание должно быть уделено рациональной трассировке и компоновке газозвдухопроводов и их узлов. Простота схемы является важным фактором, способствующим повышению надежности и экономичности установки. Клапаны на отключенных байпасных линиях и на поперечных связях дают значительные перетечки воздуха или газа. Поэтому даже в установках малой мощности индивидуальная компоновка хвостовых поверхностей нагрева, золоуловителей, тягодутьевых устройств без обводных

газоходов и соединительных коллекторов больших сечений обычно имеет преимущества перед групповой компоновкой.

Схема и компоновка газозвдухопроводов должны выполняться так, чтобы сопротивление основного потока воздуха или газов, определяющее необходимое давление вентилятора или дымососа, было минимальным при оптимальных значениях скоростей (см. п. III-10). Другие ответвления тракта с меньшим коэффициентом сопротивления должны проектироваться на более высокие скорости, обеспечивающие срабатывание располагаемого избыточного перепада давления с минимальным дополнительным дросселированием. При движении потоков воздуха, а также газов, не содержащих абразивной золы, скорости в таких ответвлениях могут быть очень высокими (до 50—60 м/сек); при возможности износа скорости не должны превышать значений, указанных в п. III-11. На таких ответвлениях допускается установка местных сопротивлений неоптимальной формы.

III-4. Газозвдухопроводы круглого сечения характеризуются простотой изготовления и меньшим по сравнению с газозвдухопроводами квадратного и особенно прямоугольного сечения расходом металла и тепловой изоляции при одинаковом аэродинамическом сопротивлении. Поэтому на длинных участках следует преимущественно устанавливать круглые газозвдухопроводы, допуская применение прямоугольных, по возможности близких к квадратным, только в случаях значительных компоновочных затруднений и на коротких участках с большим количеством фасонных частей.

Конструкция газозвдухопроводов и их фасонных частей к блокам 500 Мвт и выше, сечение которых равно или превышает 10 м², еще не отработана и указания данного пункта на них нельзя распространять без дополнительного анализа.

III-5. Газопроводы, находящиеся постоянно или периодически под давлением, должны выполняться с соблюдением специальных условий, обеспечивающих предупреждение протечек газов в помещении котельной.

При выборе расчетного давления в воздухопроводах, а в отдельных случаях и в газопроводах, следует учитывать, что при установке вентиляторов или дымососов, которые при пониженных нагрузках могут развить давление, значительно превышающее давление при номинальном режиме (центробежные вентиляторы с назад загнутыми лопатками, осевые вентиляторы), максимальное давление в воздухопроводах или на отдельных их участках может иметь место при пониженных нагрузках котла и при особых режимах его работы. Это возможно, например, при выключении части установленных на котле мельниц и максимальной форсировке работающих, при режиме пуска вентилятора на остановленном котле с закрытыми шиберами перед мельницами и горелками и т. д.

Воздухопроводы должны быть рассчитаны на прочность при этих максимальных давлениях; соответствующие режимы должны быть выявлены в ходе проектирования котла.

III-6. В газопроводах установок, работающих на твердых топливах, особенно с взрывоопасной летучей золой (например,

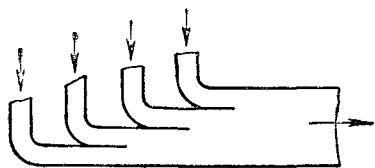


Рис. III-1. Собираение потока при ограниченном количестве ответвлений

горф), а также на мазуте, следует исключать участки, на которых возможны значительные отложения летучей золы или сажи. Такими участками, в частности, могут являться соединительные короба и переключки, лежащие вне основного потока. При наличии

дующих местных сопротивлений. Поэтому после таких участков следует устанавливать возможно более длинные прямые короба.

III-8. При ограниченном количестве ответвлений, до 4—6, следует избегать установки сборных коробов (коллекторов), имеющих относительно высокое сопротивление, заменяя их устройствами типа тройников улучшенной формы (см. п. III-32); пример такого устройства показан на рис. III-1.

Сопротивление движению потока по каналам такого устройства можно приближенно рассчитывать по сопротивлению соответствующего поворота.

При установке раздающих коробов следует на отводящих нагрубках размещать конфузوری, а также отводить патрубки под углами, меньшими 90°. Раздающие коллекторы с торцевым подводом целесообразно для улучшения раздачи и экономии металла выполнять клиновидной формы с примерно постоянной скоростью вдоль коллекторов. Схемы коробов показаны на рис. III-2. Расчет сопротивления в ответвлениях таких коробов ведется по указаниям п. I-43, причем

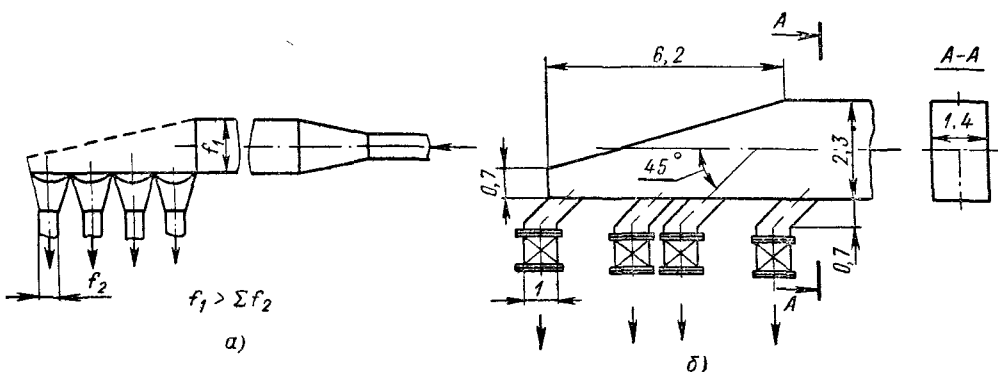


Рис. III-2. Схемы раздающих коробов

Коэффициент сопротивления коллектора раздачи воздуха по горелкам (схема б), отнесенный к скорости в ответвлениях, $\zeta = 0,7$

мест, в которых возможно скопление золы, следует предусмотреть их очистку или обдувку.

Места резких поворотов с последующим подъемом газов иногда используются для частичного улавливания летучей золы в бункера. Однако из-за низкой эффективности улавливания и усложнений, вносимых в эксплуатацию увеличением числа бункеров, установка бункеров под поворотами обычно не рекомендуется.

III-7. В последующих разделах даются указания по установке некоторых элементов, являющихся местными сопротивлениями. При компоновке газовоздухопроводов следует дополнительно учитывать, что участки с резким и плавным уменьшениями скорости, а также повороты, особенно резкие, из-за вызываемой ими большой неравномерности поля скоростей могут существенно увеличить коэффициенты сопротивления после-

скорости в ответвлениях рассчитываются в сечении, примыкающем к коробу (расширенному).

III-9. В случае устройства обходного газохода мимо поверхности нагрева, золоуловителя или особенно дымососа необходимо устанавливать в этом газоходе два ряда последовательно расположенных плотных клапанов (рис. III-3). Клапаны следует всегда устанавливать на прямых участках с возможно меньшей скоростью.

III-10. Ниже приводятся указания для выбора скорости газов и воздуха в газовоздухопроводах.

На коротких участках тракта сечения газовоздухопровода и, следовательно, скорости в них обычно определяются присоединительными размерами элементов оборудования, расположенных на этих участках. Но для основных участков достаточно большой протяженности следует принимать ско-

рости, обеспечивающие минимум суммарных эксплуатационных затрат; эти скорости называются экономическими.

Экономическая скорость газов и воздуха $w_{\text{ЭК}}$ в стальных газозовдухпроводах и внеш-

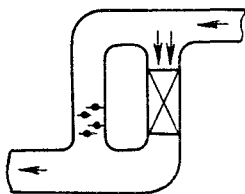


Рис. III-3. Установка клапанов в обводном газоходе

них газоходах (внешними условно названы газоходы на участке дымосос—дымовая труба) зависит от их конфигурации и конструк-

Для практических расчетов экономическая скорость при номинальной нагрузке котельного агрегата на отдельных участках стальных газозовдухпроводов при искусственной тяге оценивается по графику на рис. III-4 в зависимости от приведенного коэффициента сопротивления трубопровода

$$\xi_{\text{пр}} = 4\lambda + \frac{\sum \xi_{\text{м}}}{l} V \sqrt{V_{\text{сек}}}, \quad (\text{III-1})$$

где λ — коэффициент сопротивления трения; l — длина участка, м; $V_{\text{сек}}$ — расход газов или воздуха через данный участок (по одному газозовдухпроводу), $\text{м}^3/\text{сек}$.

Экономическая скорость на участке определяется в такой последовательности: оценивается по намеченной трассе рассчитываемого участка приближенное значение суммарного коэффициента местных сопротивлений $\sum \xi_{\text{м}}$; по формуле (III-1) определяется

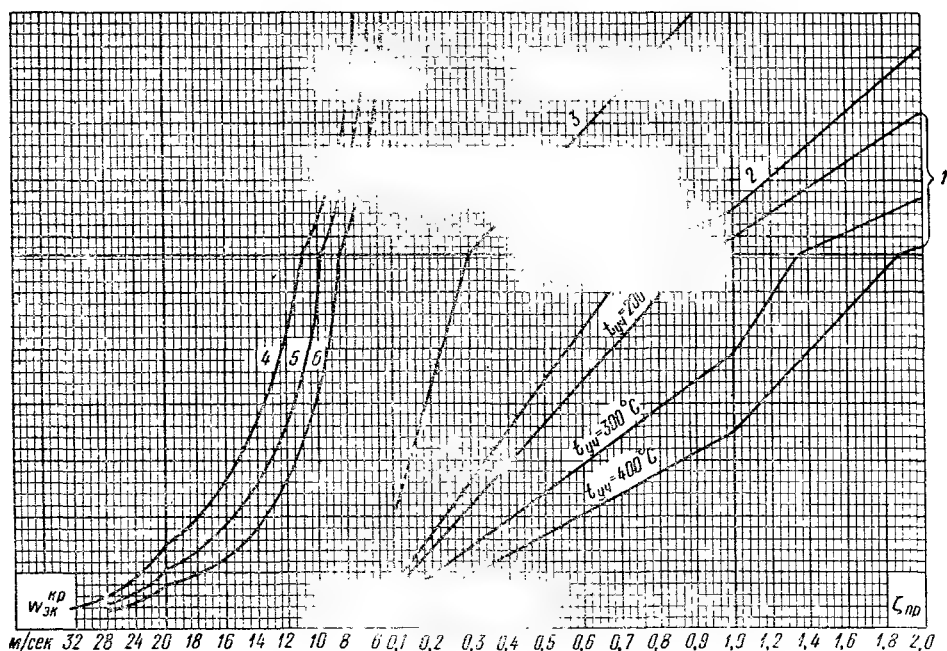


Рис. III-4. Экономическая скорость в газозовдухпроводах

1 — воздуховоды горячего воздуха ($t_{\text{м}} = 30^\circ \text{C}$); 2 — воздуховоды горячего дутья ($t_{\text{уq}} = t_{\text{м}} = 400^\circ \text{C}$) и газопроводы ($t_{\text{уq}} = t_{\text{м}} = 150^\circ \text{C}$); 3 — воздуховоды холодного воздуха ($t_{\text{уq}} = t_{\text{м}} = 30^\circ \text{C}$); 4 — для котлов средней и большой мощности, устанавливаемых в энергосистемах с низкими замыкающими затратами на топливо и электроэнергию [на условное топливо $Z_{\text{T}} = 10 \pm 15 \text{ руб/т}$, на электроэнергию $Z_{\text{Э}} = 0,007 \pm 0,008 \text{ руб/(квт} \cdot \text{ч)}$]; а также для отопительных установок при всех топливах и для котлов полупиковых блоков на дорогих топливах; 5 — то же, что 4, но при высоких замыкающих затратах [$Z_{\text{T}} = 20 \pm 25 \text{ руб/т}$, $Z_{\text{Э}} = 0,011 \pm 0,013 \text{ руб/(квт} \cdot \text{ч)}$], а также для промышленных станций, включенных в систему; 6 — для котлов изолированных промышленных станций небольшой мощности

ции, мощности установки, графика нагрузки, экономичности дымососов или дутьевых вентиляторов, температуры газов или воздуха на рассчитываемом участке $t_{\text{уq}}$ и $t_{\text{м}}$, от ряда экономических характеристик (стоимость энергии, оборудования и др.).

$\xi_{\text{пр}}$; по графику на рис. III-4 находится ориентировочная величина экономической скорости для круглых газозовдухпроводов $w_{\text{ЭК}}^{\text{кр}}$; для квадратных и прямоугольных газозовдухпроводов $w_{\text{ЭК}} \approx 1,1 w_{\text{ЭК}}^{\text{кр}}$.

По графику на рис. III-5 находится ориентировочное значение экономической скорости для внешних газопроводов в зависимости от $\zeta_{пр}$, замыкающих затрат на электроэнергию, руб/(квт·ч), и стоимости поверхности стен газопровода $K_{пов}$, руб/м².

В суммарном коэффициенте местных сопротивлений учитываются только те сопротивления, которые заметно (близко к квадратичной зависимости) падают с уменьшением скорости или растут при ее увеличении.

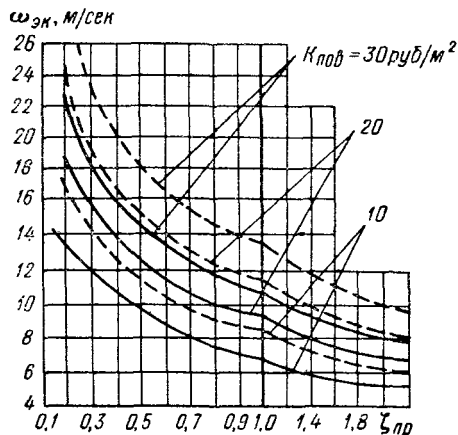


Рис. III-5. Экономическая скорость газов во внешних газопроводах

Сплошная линия — при замыкающих затратах на электроэнергию $Z_{э} = 0,011 \div 0,013$ руб/(квт·ч); штриховая линия — при $Z_{э} = 0,007 \div 0,008$ руб/(квт·ч)

Сопротивления, слабо зависящие от изменения скорости в рассчитываемом участке, например в ряде случаев тройники, не включаются в величину $\sum \zeta_m$. Если перед рассчитываемым участком помещен диффузор, следует учитывать, что уменьшение скорости на участке связано с увеличением степени раскрытия диффузора и, следовательно, вызывает повышение сопротивления последнего. В этом случае оптимальная скорость окажется выше определенной по рис. III-4; превышение будет тем больше, чем выше относительная величина сопротивления диффузора.

По графикам на рис. III-4 и III-5 определяются те значения скорости, которые соответствуют минимуму суммарных затрат, а несколько большие (примерно на 40%); получающиеся при этом незначительное повышение затрат компенсируется общим упрощением компоновки из-за уменьшения размеров газозухопроводов. С учетом сказанного не следует принимать скорости, более чем на 10% превышающие значения, определяемые по графикам; выбор скоростей, на 10–30% меньших, чем приведенные на графиках, не приводит к завышению затрат. Значительное уменьшение скорости газов или воздуха в газозухопроводах целе-

сообразно в том случае, если повышение скорости до рекомендуемой величины не приводит к снижению расхода металла (например, скорость воздуха в воздухозборной шахте, совмещенной с конструкциями здания).

Различные линии в правом поле графика (рис. III-4) соответствуют разным средам (газы или воздух), а также разным температурам среды на участке $t_{уч}$ и у машины t_m . Линии левого квадранта соответствуют различным экономическим характеристикам, принимаемым для расчета $w_{э}$. Так как замыкающие затраты на энергию, расходуемую на дополнительное сопротивление, следует определять по показателям основных, наиболее современных станций системы, а не проектируемой установки, для кривых указаны характеристики системы¹.

При отсутствии уточненного задания расчет ведется по кривой 5.

Экономические скорости в газопроводах котлов с наддувом на 10% больше, чем при уравновешенной тяге.

Для ориентировочных подсчетов можно пользоваться табл. III-1 приближенных значений $w_{э}$ в газозухопроводах.

III-11. Скорость запыленных газов на протяженных горизонтальных участках во избежание отложений золы не должна быть ниже 7–8 м/сек при номинальной нагрузке котла.

При работе на топливе с абразивной золой скорость на участках до золоуловителя не должна превышать 12–15 м/сек для предупреждения интенсивного золотого износа.

III-12*. Для уменьшения сопротивления и обеспечения равномерного распределения потока дымовых газов по сечению газопровода, за которым осуществляется поворот газов, в частности конвективной шахты котла, рекомендуется при сжигании топлив с сухой абразивной золой или газа устанавливать на выходе из шахты газоповоротный узел по рис. III-6, а или III-6, б.

Газоповоротный узел по рис. III-6, б устанавливается на раздаче газов в плоскости большей стороны сечения при соотношении сторон сечения 2:1 или больше.

Газоповоротные узлы этих конструкций обеспечивают равномерный расход дымовых газов по всем рукавам. Коэффициент сопротивления на участках I–II, отнесенный к скорости в сечении II–II, $\zeta_{I-II} = 0,2$.

III-13*. При установке двух или большего количества параллельно включенных регенеративных воздухоподогревателей существенное значение для уменьшения потери давления имеет правильное выполнение раздающих и сборных газозухопроводов.

¹ Для построения графика рис. III-4 приняты следующие данные: стоимость металла (включая монтаж) 230 руб/м, толщина железа для газопроводов 5 мм, для воздухопроводов 3 мм, число часов работы 6000–7500, коэффициент нагрузки 0,8–0,85; нормативный срок окупаемости капитальных затрат 8 лет, амортизационные отчисления с учетом ремонта 8%.

Таблица III-1 *

Приближенные значения $\omega_{\text{эк}}$ для ориентировочных расчетов
(в газозовоздухопроводах котлов с наддувом и уравновешенной тягой)

Характеристика участка		Значения $\omega_{\text{эк}}$, м/сек		
Удельный коэффициент местных сопротивлений $\frac{\sum \zeta_m}{l}$	Секундный расход V по одному газозовоздухопроводу, $\text{м}^3/\text{сек}$	Газопроводы ¹ , воздухопроводы при $t_{\text{г. в}} \approx 200^\circ \text{C}$, $t_{\text{м}} \approx 30^\circ \text{C}$, воздухопроводы горячего дутья	Воздухопроводы при $t_{\text{г. в}} \approx 400^\circ \text{C}$, $t_{\text{м}} \approx 30^\circ \text{C}$	Воздухопроводы холодного воздуха
0,1	100—200 10—20 2	8—10 11,5—13,5 16—18	11—13 17—19 —	— 8—9 11—12
0,07	100—200 10—20 2	9—11 13—16 17—19	12—14 18—20 —	7 9—10 12—13
0,04	500 100—200 10—20 2	8,5—11 10—12 15—17 19—22	11—15 15—17 22—24 —	6—7,5 7—8,5 10—11 13—14
0,02	500 100—200 10—20 2	11—14 14—17 18—21 21—24	15—20 19—23 25—28	7,5—9,5 9—11 12—14 15
0,01	500 100—200 2—20	15—17 17—20 20—23	18—21 24—28 29—32	10—11 11—12 14—16
0,0 (прямые газозовоздухопроводы)	—	24—26	33—36	16—18

¹ При наддуве для газопроводов принимаются большие значения.

На рис. III-7 и III-8 показаны узлы разводки дымовых газов и воздуха по РВП, обеспечивающие относительно небольшие потери давления. Коэффициенты сопротивления

отнесенных к скорости в сечении III—III, равны: $\zeta_{I-II} = 0,35$; $\zeta_{I-III} = 0,35$.

На рис. III-6—III-9 все размеры даны в относительных значениях.

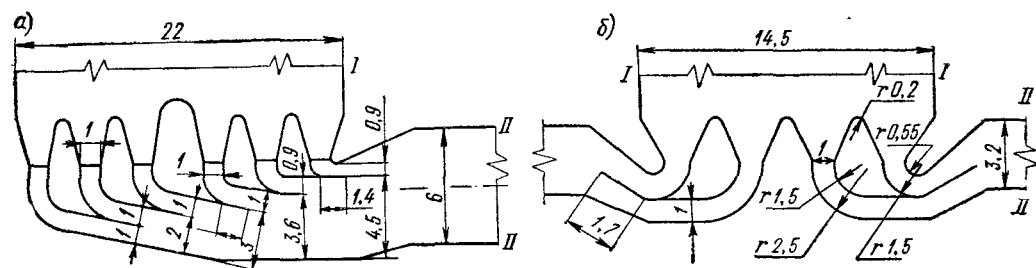


Рис. III-6. Схемы газоповоротных узлов конвективной шахты: а — при одностороннем, б — при двустороннем отводе газов

участков I—II, отнесенные к скоростям в сечениях I—I, равны соответственно для газов $\zeta_{I-II} = 1,1$ и для воздуха $\zeta_{I-II} = 1,7$.

Сборные газопроводы от РВП показаны на рис. III-9. При выполнении газопровода по рис. III-9 значения коэффициентов сопротивления на участках I—II и I—III,

III-14. Участки тракта, примыкающие к дымососу или вентилятору, выполняются с учетом следующих указаний. Консольные центробежные дымососы и дутьевые вентиляторы поставляются заводами-изготовителями комплектом с осевыми направляющими аппаратами, но без всасывающих карманов. Если поворот газов

в непосредственной близости от всасывающего отверстия машины, на удалении меньше 3—4 его диаметров, неизбежен, следует во избежание большой потери давления уста-

новке; по рис. III-10, б — для стесненных условий, когда по оси вентилятора нет необходимого места для размещения кармана, выполненного по рис. III-10, а. Если габари-

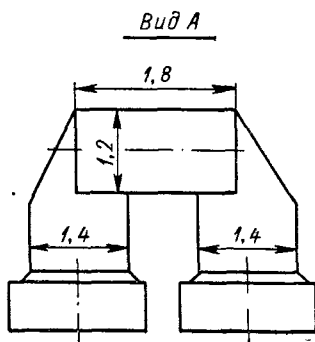
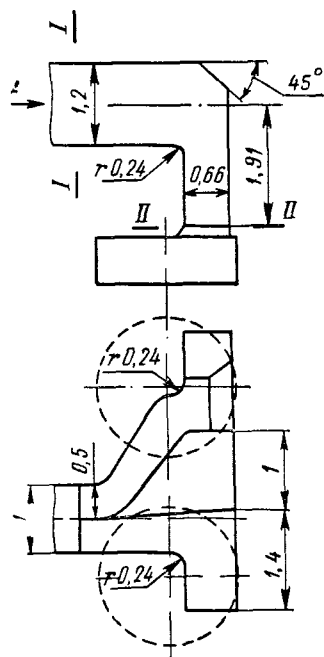


Рис. III-7. Узел разводки дымовых газов по РВП; $\zeta_{I-II} = 1,1$ (h_d по скорости в сечении I—I)

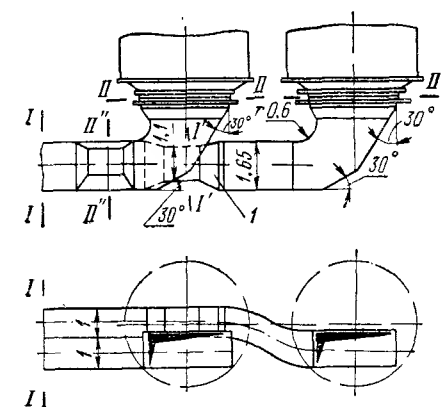


Рис. III-8. Узел разводки воздуха по РВП:

I — труба Вентури для замера расхода воздуха; $\zeta_{I-II} = 1,6$ (h_d по скорости в сечении I—I), $\zeta_{I'-II} = 0,65$ (h_d по скорости в сечении I'—I')

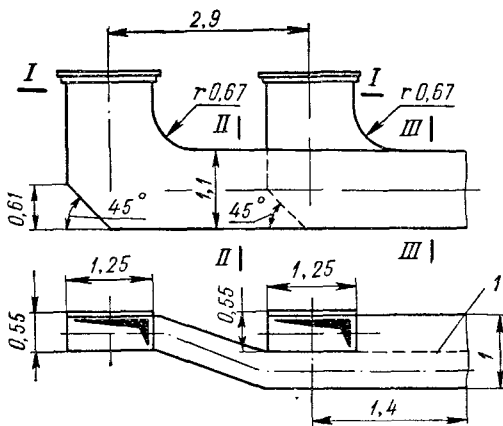


Рис. III-9. Газопровод сборный от регенеративных воздухоподогревателей

I — внутренняя разделительная стенка; $\zeta_{I-II} = \zeta_{I-III} = 0,35$ (h_d по скорости в сечении I—I—III)

навливать всасывающий карман (входную коробку) по типу устанавливаемых заводами на машинах двустороннего всасывания. В настоящее время применяются карманы трех типов (рис. III-10, а, б, в). Карман по рис. III-10, а соответствует обычной компо-

новке; по рис. III-10, б — для стесненных условий, когда по оси вентилятора нет необходимого места для размещения кармана, выполненного по рис. III-10, а. Если габари-

риты со стороны всасывающей части не ограничены, то применяются карманы по рис. III-10, в, имеющие меньшее сопротивление. Коэффициенты сопротивления карманов см. в п. 2-32.

Дымососы и вентиляторы двустороннего всасывания поставляются заводами-изготовителями с всасывающими карманами и направляющими аппаратами упрощенного или осевого типа. Осевые направляющие аппараты обеспечивают более экономичное регулирование, чем аппараты упрощенного типа. Они устанавливаются между карманом и всасывающим отверстием

машины. Для прохода вала осевые аппараты машин двустороннего всасывания выполняются с консольно укрепленными лопатками.

При необходимости выполнения поворотов газовоздухопроводов вблизи всасывающих карманов машин следует учитывать, что поворот потока в направлении, совпадающем с направлением вращения ротора, скажется

с возможно меньшими скоростями в направлении вращения ротора.

Аналогичное влияние на работу машины оказывают и дроссельные шиберы, расположенные недалеко от всасывающего кармана (до нескольких эквивалентных диаметров), при частичном прикрытии их. Вообще уста-

к дымососам или вентиляторам и отводы от них должны выполняться, как правило, одинаковыми для всех машин. Если это компоновочно невозможно, то индивидуальные присоединительные участки следует выполнять так, чтобы они не способствовали возникновению неустойчивых режимов ма-

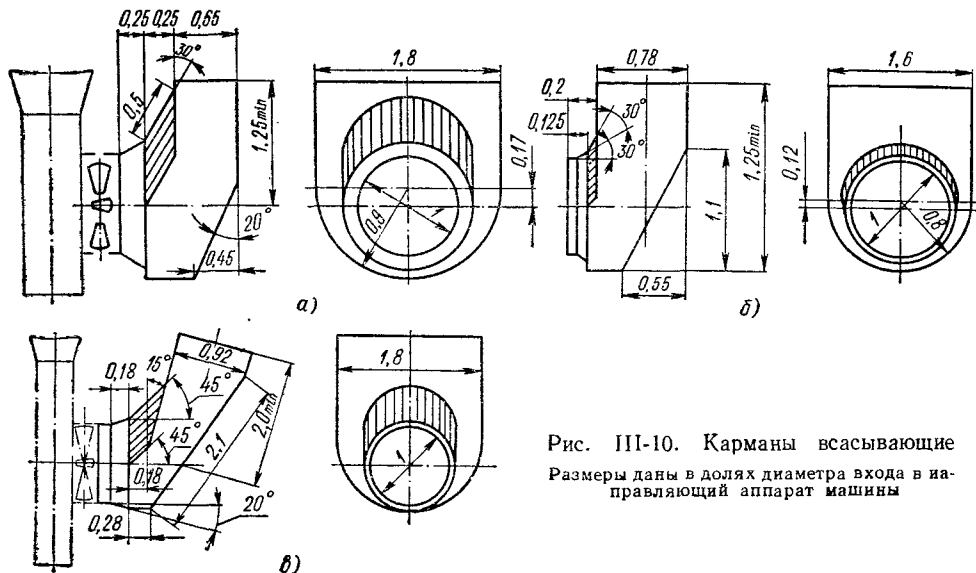


Рис. III-10. Карманы всасывающие
Размеры даны в долях диаметра входа в направляющий аппарат машины

новка шиберов для регулирования недопустима.

III-15. Поворот газо- или воздухопровода непосредственно за нагнетательным патрубком дымососа или вентилятора не должен применяться. Как правило, поворот должен

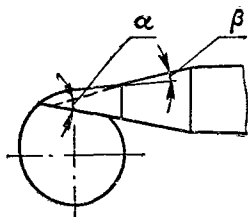


Рис. III-11. Схема присоединения к вентилятору или дымососу нагнетательной части газозухопровода

при $\alpha \leq 20^\circ$ $\beta = 0 \approx \alpha/2$, при
 $\alpha > 20^\circ$ $\beta = 10^\circ$

выполняться после установленного за дымососом диффузора.

Направление поворота, особенно в тех случаях, когда в виде исключения он выполняется до диффузора, должно совпадать с направлением вращения ротора; в противном случае сопротивление поворота повысится.

III-16. При параллельной работе нескольких машин на один тракт подводы

шин при их параллельной работе (см. п. III-69). Для того чтобы одна машина не перебивала при параллельной работе другую, необходимо обеспечить симметрию присоединительных участков как в месте раздачи газов из общего газохода на машины, так и в месте сбора газов от них.

III-17. Непосредственно за нагнетательным патрубком дымососа или вентилятора должен устанавливаться диффузор для уменьшения потерь динамического давления. Чтобы эффект установки диффузора был наибольшим, последний должен выполняться оптимальной формы. При угле раскрытия диффузора $\alpha > 20^\circ$ следует отклонять ось диффузора в сторону вращения рабочего колеса так, чтобы угол β между продолжением обечайки дымососа и наружной стороной диффузора был примерно 10° (рис. III-11); при $\alpha \leq 20^\circ$ диффузор можно выполнять симметричным или таким, чтобы его наружная сторона являлась продолжением обечайки дымососа. Отклонение оси диффузора в обратную сторону приводит к значительному увеличению потерь в нем.

В плоскости, перпендикулярной плоскости колеса, диффузор выполняется симметричным.

Диффузор за вентилятором или дымососом должен выбираться таким, чтобы его коэффициент сопротивления не превышал 0,2—0,25.

III-18*. В исключительных случаях, когда по условиям компоновки приходится устанавливать диффузор с большой степенью

расширения, коэффициент сопротивления которого $\xi \gg 0,3$, может оказаться целесообразной установка ступенчатого диффузора с малым углом расширяющейся части в последующем резком измененном сечения (см. схему на рис. VII-14, б).

Вопрос о целесообразности замены в этом случае плавного диффузора ступенчатым решается сравнительным расчетом сопротивления самого диффузора и последующих участков (см. п. 1-27). Однако следует учитывать, что при расположении непосредственно за диффузором поворота установка ступенчатого диффузора может значительно увеличить потерю давления в этом повороте, чем установка плавного диффузора.

III-19. Для забора воздуха из верхней части котельной к котлам большой и средней мощности рекомендуется устраивать воздухозаборные шахты, совмещенные со строительными конструкциями котельной (рис. III-12, а). Поскольку устройство этих шахт требует очень незначительного дополнительного расхода материалов, скорости воздуха в них следует принимать наименьшими, чем экономические скорости, определенные по рис. III-4 (ориентировочно 8—12 м/сек).

Если в воздухозаборной шахте размещаются отдельные балки, перегородивающие на нескольких отметках часть сечения, эту часть целесообразно отделить щитами (см. рис. III-12, б). При этом отводящий к вентилятору воздуховод на выходе из шахты можно подключать к обоим каналам шахты (загроможденному и свободному) или только к свободному. Даже в последнем случае, несмотря на увеличение скорости воздуха в шахте, сопротивление ее заметно снижается.

Если балки размещаются внутри шахты так, что их нельзя отделить щитами, следует для уменьшения сопротивления придать им обтекаемую форму путем обшивки листовым железом (см. рис. III-12, г). Сопротивление балок должно учитываться дополнительно к сопротивлению трения. Значения коэффициентов сопротивления одного ряда балок, отнесенные к скорости в загроможденном сечении шахты, определяют по

рис. III-12, г. При этом значение ξ_0 — коэффициента сопротивления для балок прямоугольного сечения — определяется так же, как для решетки внутри канала, по п. 15 табл. VII-3, в зависимости от соотношения

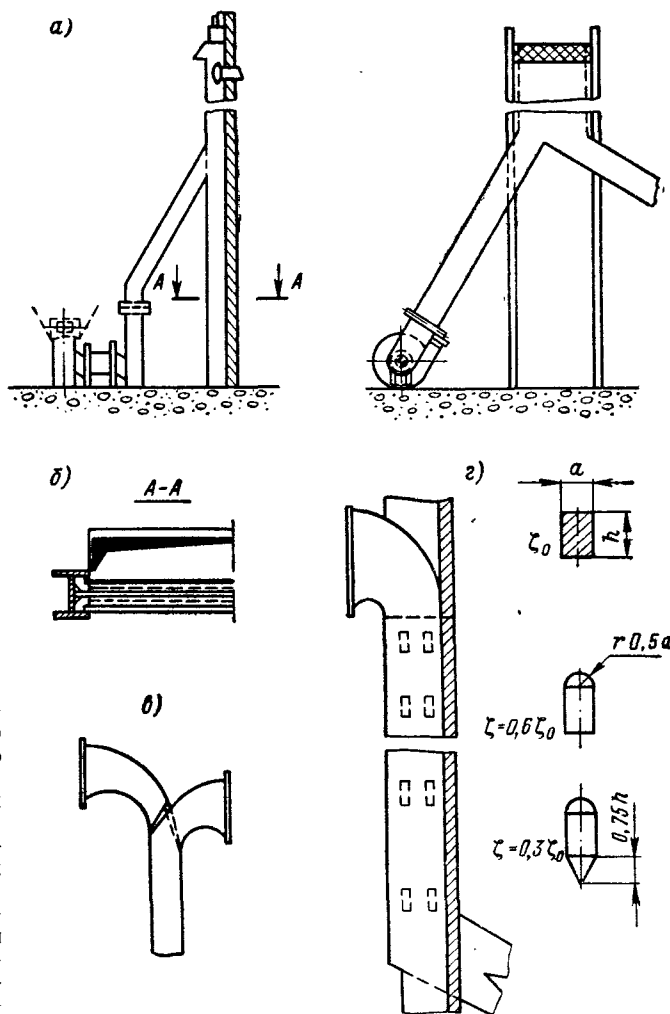


Рис. III-12. Схемы и узлы участков забора воздуха к вентилятору: а — воздухозаборная шахта, совмещенная со строительными конструкциями; б — схема отделения загроможденной строительными конструкциями части шахты; в — схема патрубков для забора воздуха из котельной и наружного воздуха; г — балки, загромождающие шахту, схемы их обшивки для уменьшения сопротивления и соответствующие коэффициенты сопротивления

загроможденного и свободного сечений.

Забор воздуха в шахту можно производить через раструбы (п. 5 табл. VII-3) или через отверстия в боковой стене шахты.

При невозможности устройства шахты, совмещенной со строительными конструкциями, забор воздуха следует производить через раструб с последующим конфузориальным поворотом (п. 5 табл. VII-3).

Устройство для попеременного забора воздуха из котельной и наружного воздуха осуществляется по рис. III-12, в с применением перекидного клапана. Сечение каждого заборного короба рассчитывается на полный расход воздуха.

В старых установках забор наружного воздуха производится иногда через насадку с зонтом (п. 7 табл. VII-3).

Забор воздуха с отметки вентилятора (без всасывающего воздухопровода) осуществляется через входной патрубок с закругленными кромками (п. 3 табл. VII-3).

Во входных сечениях заборных воздухопроводов устанавливается защитная сетка.

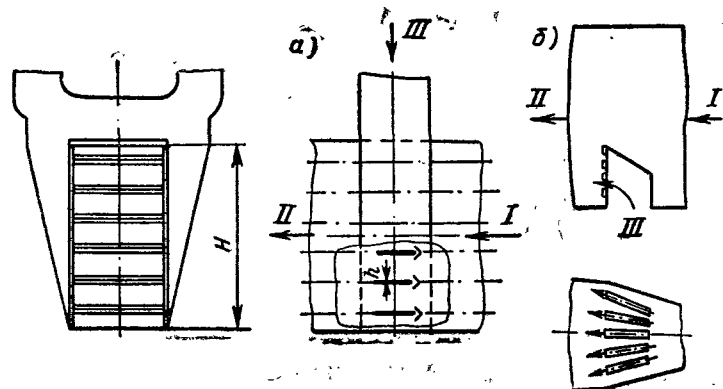


Рис. III-13. Схемы устройств для смешения рециркулирующего воздуха с холодным
а — смеситель теневой, б — смеситель перчаточный
I — от дутьевого вентилятора; II — к воздухоподогревателю; III — рециркулирующий воздух

Живое сечение сетки велико, и ее сопротивление можно не учитывать.

III-20. При подаче рециркулирующего воздуха в нагнетательную часть тракта (с помощью специальных вентиляторов) необходимо обеспечивать смешение холодного воздуха с рециркулирующим. Отработанной конструкции смешивающих устройств для воздухопроводов большого сечения нет. Удовлетворительное перемешивание получено на модели устройства, названного теневым смесителем; оно показано на рис. III-13, а. Рециркулирующий воздух подается сквозь щели в боковых стенках основного воздухопровода. Количество щелей 5—6 на каждой стенке, высота щели $h \approx (0,03 \div 0,06) H$. Скорость рециркулирующего воздуха в щелях принимается для уменьшения потери давления близкой к скорости холодного воздуха.

Непосредственно перед щелями по ходу холодного воздуха устанавливаются на всю ширину воздухопровода уголки вершинами к потоку, так что щели оказываются в аэродинамической тени уголков.

Схема другого устройства $ZиО$, выполненного в виде перчаточного распределителя, которое предназначено для равномерной по ширине подачи основной доли воздуха к нижним концам труб воздухоподогревателя, показана на рис. III-13, б. При выполнении выхода каналов рециркулирующего воздуха в виде нескольких щелей постепенно уменьшающегося кверху сечения температура стенок труб воздухоподогревателя по высоте оказывается достаточно равномерной.

III-21. Переходы с меньшего сечения газоздухопровода на большее должны выполняться в виде диффузора с возможно меньшим суммарным углом раскрытия, в пределах от 7 до 15—20°. Для уменьшения угла раскрытия следует при заданном соотношении конечного и начального сечений выбирать наибольшую допустимую по компоновке длину диффузора. При суммарных углах раскрытия, меньших 7°, увеличение потерь на трение может превысить понижение коэффициента сопротивления диффузора.

III-22. При больших углах раскрытия коэффициент сопротивления диффузора резко возрастает. В случаях вынужденной уста-

новки таких диффузоров может оказаться целесообразным устанавливать укороченные ступенчатые диффузоры; расчет сопротивления их ведется по указаниям п. 1-27¹.

Выбор типа и размеров диффузора определяется сравнительным расчетом суммарного сопротивления диффузора и последующих участков. При расположении непосредственно за диффузором, особенно ступенчатым, других местных сопротивлений, в частности поворотов, потеря давления в них, как и на участках за вентилятором, может увеличиться из-за повышенной неравномерности на выходе из диффузора.

III-23. При установке диффузоров необходимо учитывать следующие положения.

Если на участке за диффузором имеет место потеря всего или большей части динамического давления (например, резкий поворот или значительное увеличение сечения), то установка диффузора всегда целесообразна, независимо от того, как оформлен участок за местом потери давления. Так, при оформлении раздающего короба по схеме, показанной на рис. III-2, а, установка диффузора на подводящем патрубке всегда целесообразна. Диффузор следует устанавливать возможно дальше от короба.

В тех случаях, когда за местом предполагаемой установки диффузора расположен участок с небольшим коэффициентом сопротивления, после которого необходимо вновь

¹ В литературе имеются указания и о других способах уменьшения сопротивления диффузоров при стесненной компоновке.

уменьшать сечение газовоздухопровода, установка диффузора может оказаться нецелесообразной из-за увеличенных потерь при изменении скорости.

III-24. Переход с большего сечения газовоздухопровода на меньшее выполняется

таких отводов относительно невелико. Примерно такой же результат по сопротивлению может быть достигнут выполнением поворота в виде колена с обеими закругленными кромками при $r_{вн}/b = r_{вн}/b \approx 0,4 \div 0,6$, что чаще конструктивно проще (рис. III-14, б).

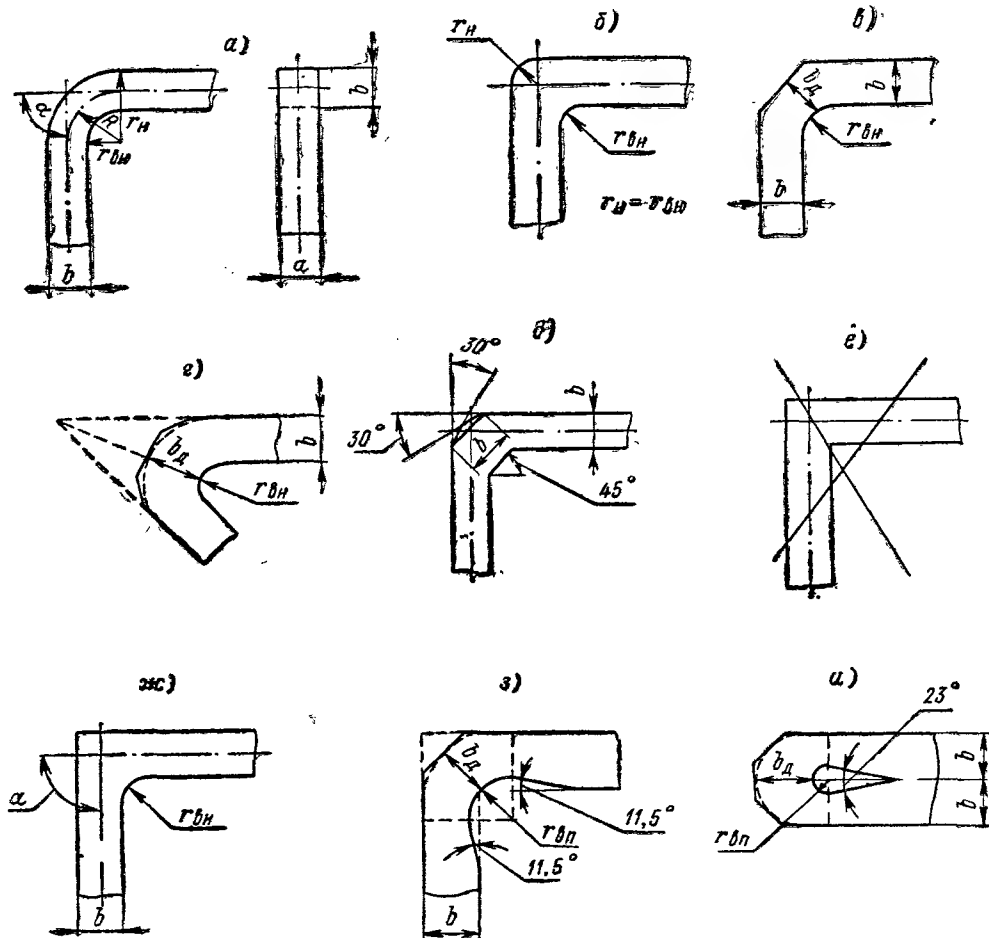


Рис. III-14. Отвод и колена

Колено е в основном тракте устанавливать не следует

в виде конфузора. Оптимальный суммарный угол сужения $\alpha = 25^\circ$. Увеличение угла сужения до 45° — 60° незначительно увеличивает потерю давления (см. п. 17 в табл. VII-3).

III-25. Повороты газовоздухопроводов круглого сечения выполняются в виде сварных колен; количество и размеры сегментов принимаются по действующим нормалам.

III-26. Повороты газовоздухопроводов прямоугольного сечения выполняются в виде отводов с концентрическими кромками с относительным радиусом закругления $R/b = 1 \div 2$ (рис. III-14, а)¹; сопротивление

Сопротивление колена с заданным радиусом скругления внутренней кромки $r_{вн}$ достигает минимума при некотором значении промежуточной диффузорности $\bar{b}_д$ (рис. III-14, в, г), равной отношению величины $\bar{b}_д$ к ширине b . Оптимальные геометрические соотношения $\bar{r}_{вн} = r_{вн}/b$ и $\bar{b}_д$ для колен и коэффициенты сопротивления последних приведены в табл. III-2.

Внешнюю кромку поворотов можно срезать по касательной к окружности, как показано на рис. III-14, в. Для поворотов на угол $\alpha \geq 90^\circ$ срез необходимо производить по трем касательным (рис. III-14, г). Коэффициент местного сопротивления поворотов при замене скругленной кромки срезанной практически не изменяется.

¹ Коэффициенты сопротивления поворотов, которые не приведены в данном разделе, рассчитываются по общей методике (пп. 1-29—1-33).

Таблица III-2

Оптимальные характеристики колен

$r_{вн}$	Угол поворота колена							
	45°		90°		135°		180°	
	$\bar{b}_d$	$\bar{c}$	$\bar{b}_d$	$\bar{c}$	$\bar{b}_d$	$\bar{c}$	$\bar{b}_d$	$\bar{c}$
0,25	1,05	0,2	1,12	0,44	1,18	0,56	1,2	0,61
0,5	1,03	0,14	1,07	0,24	1,10	0,29	1,12	0,32
0,75	1,02	0,11	1,04	0,17	1,06	0,21	1,07	0,25
1,0	1,01	0,10	1,03	0,14	1,04	0,18	1,05	0,21

Сопротивление колен с обеими срезанными кромками (рис. III-14, д) несколько выше, чем колен с закругленными кромками, но заметно меньше, чем при острых кромках.

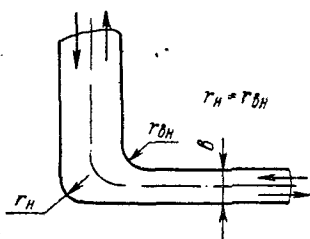


Рис. III-15. Колено с изменением сечения

Установка на основных участках тракта (см. п. III-3) колен с острой внутренней кромкой при острой (рис. III-14, е), а особенно при скругленной внешней кромке недопустима. При установке колен с острой внешней кромкой внутреннюю кромку следует скруглить (рис. III-14, ж) с радиусом $r_{вн} \geq 0,5b$ или в крайнем случае симметрично срезать. Однако и при этом значение сопротивления колена больше, чем колена таких же размеров, выполненного по схеме на рис. III-14, б или III-14, з, и лежит между значениями сопротивлений такого колена и колена с острыми кромками.

Если по технологическим условиям скругление внутренней кромки колена затруднено (например, при изготовлении из сборного железобетона), то целесообразно применение вписанных поворотов по схеме на рис. III-14, в, и. Оптимальные значения вписанного радиуса кромки $r_{вп} = r_{вн}/b$ и промежуточной диффузорности, соответствующие минимальным потерям, а также коэффициент сопротивления вписанного поворота при заданном угле определяются по табл. III-3.

Для колен прямоугольного сечения указанные значения коэффициентов сопротивления умножаются на коэффициент C , определяемый по рис. VII-17.

III-27. Расширяющиеся и суживающиеся колена рекомендуются выполнять согласно рис. III-15 с одинаковыми радиусами закругления обеих кромок $r \geq 0,3b$. Следует

Таблица III-3

Характеристики вписанных поворотов

Угол поворота колена	$\bar{r}_{вп}$	$\bar{b}_d$	$\bar{c}$
45°	1,0	1,01	0,12
90°	0,6	1,06	0,34
135°	0,4	1,13	0,56
180°	0,3	1,17	0,76

учитывать, что сопротивление суживающегося колена всегда меньше суммарного сопротивления колена без изменения сечения с последующим конфузуром. В то же время замена расширяющихся колен коленами постоянного сечения с последующим диффузором часто приводит к снижению сопротивления участка и может также оказаться целесообразной по технологическим соображениям.

III-28*. Увеличение в определенных пределах отношения a/b (рис. III-14, а) снижает коэффициент сопротивления отводов и колен. Поэтому в воздухопроводах, а также газопроводах при сжигании газа при значениях $a/b \leq 1,3$ могут устанавливаться (особенно в отводах) направляющие листы (иначе называемые концентрическими лопатками), разделяющие канал на отводы равной глубины $b_1 = b_2 = b_3$ (см. рис. III-16). Устанавливаются 1—2 листа при $a/b < 0,8$ и 1 лист при $a/b = 0,8 \div 1,3$.

Установку направляющих листов обеспечивает соответствующее снижение сопротивления только при достаточно выравненном

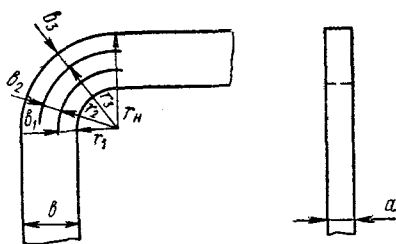


Рис. III-16. Отвод с направляющими листами (концентрическими лопатками)

перед поворотом потока. Поэтому в тех случаях, когда не приняты специальные меры для выравнивания потока перед поворотом (прямой участок длиной не менее 2—6 диаметров, сетка или решетка с сопротивлением, заметно превышающим сопротивление рассчитываемого поворота, конфузор с углом 20—45°), устанавливать направляющие листы без моделирования или проверки в натуре не следует. Это необходимо учитывать, в частности, при конструировании перепускных колпаков воздухоподогревателей.

III-29*. Для выравнивания потока за поворотом, а также для уменьшения сопротивления колен с острыми или незначительно

скругленными кромками в воздухопроводах и газопроводах при сжигании газа могут устанавливаться направляющие лопатки (рис. III-17).

Установка лопаток в поворотах-диффузорах почти всегда дает заметный эффект. В поворотах без изменения сечения установка лопаток достаточно эффективна при $r/b \leq 0,25$. В поворотах-конфузорах из-за их малого сопротивления лопатки устанавливаются редко, только при $r/b_m \leq 0,2$.

В котельных агрегатах целесообразно применение упрощенных (непрофилированных) лопаток из листового железа, изогнутых по поверхности цилиндра с центральным углом 2φ , зависящим от угла поворота и соотношения сечений за поворотом F_2 и перед ним F_1 .

При поворотах на 90° без изменения сечения ($F_2 = F_1$) угол $2\varphi = 95^\circ$; при повороте на 90° с $F_2/F_1 = 2$ $2\varphi = 75^\circ$; при повороте на 90° с $F_2/F_1 = 0,5$ $2\varphi = 115^\circ$.

При выравненном перед поворотом потоке рекомендуется расстановка лопаток с переменным шагом, изменяющимся по арифметической прогрессии, причем отношение первого от наружной кромки шага к первому от внутренней равно двум. Лопатки должны ставиться по линии, соединяющей середины внутренней и наружной кромок (под 45° при повороте на 90° без изменения сечений — рис. III-17).

Соответствующее такой расстановке оптимальное количество лопаток определяется из приближенного равенства:

$$n_{\text{опт}} \approx s/r_{\text{вн}}, \quad (\text{III-2a})$$

где $s = \sqrt{b_1^2 + b_2^2}$; для поворота без изменения сечения $s = 1,4b$.

Расстояние от внутренней кромки до первой лопатки $s_1 = 0,67 \frac{s}{n+1}$ и разность прогрессии $s_2 - s_1 = s_3 - s_2 = \dots = s_n - s_{n-1} = s_1/n$.

Скругления обеих кромок выполняются с равными радиусами.

Минимальное число лопаток, которое может заметно уменьшить сопротивление поворота, определяется из равенства:

$$n_{\text{мин}} \approx 0,65s/r_{\text{вн}}. \quad (\text{III-26})$$

В этом случае лопатки также расставляются с шагами, изменяющимися по арифметической прогрессии, но отношение первого от наружной кромки шага к первому от внутренней равно трем. Соответственно $s_1 = 0,5 \frac{s}{n+1}$ и $s_2 - s_1 = \dots = s_n - s_{n-1} = 2s_1/n$.

При $r_{\text{вн}}/b > 0,25$ применение лопаток целесообразно только для получения выравненного поля скоростей после поворота, так как выигрыш в сопротивлении при их установке невелик.

При значительной неравномерности потока перед поворотом расстановка лопаток должна определяться экспериментально.

III-30. При запыленных потоках применение направляющих листов и лопаток не рекомендуется, так как при этом появляется опасность забивания суженных каналов, вызывающего резкое увеличение потерь.

III-31*. Следует учитывать, что короб с разворотом потока в горизонтальной плоскости (рис. III-18, а) обеспечивает обычно несколько более равномерное омывание воздухом первого хода воздухоподогревателя, чем короб с поворотом в вертикальной пло-

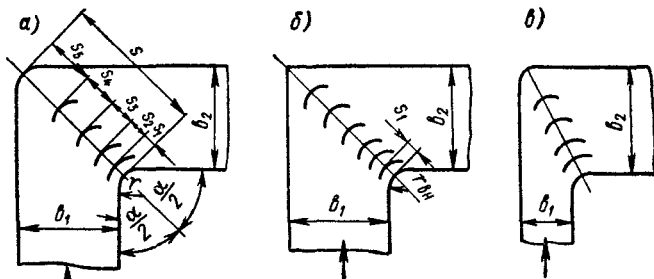


Рис. III-17. Колена с направляющими лопатками: а, б — колена постоянного сечения ($b_1 = b_2$), в — колено с изменением сечения

скости (рис. III-18, б). Для лучшей раздачи потока и экономии металла короба следует выполнять клинообразной формы с примерно постоянной продольной скоростью.

III-32. При выборе конструктивных форм тройников следует учитывать, что в ряде случаев бывает необходимо уменьшить сопротивление только одной ветви, определяющей общее сопротивление тракта (см. п. III-3). В этом случае вторая ветвь выполняется конструктивно наиболее простой.

Сопротивление обычных тройников (см. схемы на рис. 1-12) относительно велико. Следует добиваться уменьшения падения давления при разделении или слиянии потоков, что может быть достигнуто рядом конструктивных приемов. При этом должно учитываться, что в основном заметное снижение падения давления за счет приводимых конструктивных приемов может быть получено в боковых ответвлениях несимметричных тройников или в разветвлениях симметричных тройников. Сопротивление прохода несимметричных тройников, особенно раздающих, уменьшается незначительно. Поэтому в тех случаях, когда боковые ответвления являются участками обводных трактов, суммарный коэффициент сопротивления которых меньше, чем у основного тракта (см. п. III-3), тройник следует выполнять конструктивно простым.

При конструктивном оформлении раздающих тройников с учетом указанных ниже приемов следует избегать набегания потока на острые кромки (см. узел I на рис. III-21).

Конструктивные приемы уменьшения падения давления указаны ниже.

1. Ответвления, примыкающие под большим углом к основному каналу, заменяются отвлением с малым углом и дополнительным плавным поворотом (рис. III-19). Сопротивление отвления принимается равным

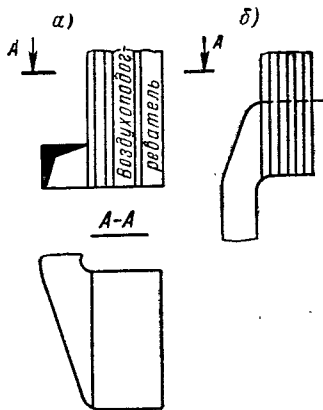


Рис. III-18. Схемы подвода воздуха к воздухоподогревателю

сумме сопротивлений отвления тройника с уменьшенным углом и поворота. Оптимальная длина прямого участка отвления между поворотом и основным каналом должна быть около одного эквивалентного диаметра отвления, при выполнении поворота в виде колена с $r_{\text{вн}} < 0,3b$ эту длину следует увеличить.

В справочнике И. Е. Идельчика, изданном в 1975 г., приведены коэффициенты сопротивления так называемых нормализованных тройников, в конструкции которых применен указанный прием.

Следует учитывать, что в раздающих тройниках при отношении скоростей $w_6/w_c > 1,5$ выигрыш от уменьшения угла отвления заметно падает и в отдельных случаях может оказаться даже отрицательным.

2. Собирающие тройники или отдельные их ветви заменяются с помощью внутренних разделительных стенок плавными поворотами (рис. III-20). Необходимая длина прямых участков разделительной стенки после поворота зависит от степени неравномерности скоростей в обоих отвлениях. При одинаковых или близких скоростях ($w_1/w_2 = 0,8 \div 1,3$) достаточно длина прямых участков $l \approx (0,5 - 1) d_0$, где d_0 — эквивалентный диаметр основной ветви тройника, т. е. ветви, включенной в линию тракта с более высоким сопротивлением (см. п. III-3). При большем расхождении скоростей прямые участки следует выполнять длиной $l \geq 2d_0$. Сопротивление участка приблизительно принимается равным сумме сопротивлений поворота и соответствующего тройника с углом отвления 15° .

3. Устанавливаются диффузоры или конфузоры на ответвлениях и основных ветвях (рис. III-21). Выполнение диффузорных и конфузорных участков по рис. III-21, а, б и в всегда обеспечивает снижение сопротивления в обоих каналах. Установка диффузора или конфузора (рис. III-21, д) во всех раздающих и симметричных собирающих тройниках, а также несимметричных собирающих тройниках с углами отвления $\alpha = 90^\circ$ всегда снижает потерю давления в обоих ветвях; в несимметричных собирающих тройниках с углами отвления $\alpha < 90^\circ$ целесообразность уменьшения скорости на вводе отвления в основной канал следует проверять, так как оно приводит к увеличению сопротивления движению потока в основном канале. В этом случае по условиям уменьшения потери давления в основном канале может оказаться целесообразным даже увеличение скорости на входе с помощью установок конфузора.

Диффузоры и конфузоры по схеме на рис. III-21, а, б, в должны выполняться соответственно ранее данным указаниям. Диффузоры и конфузоры по схеме на рис. III-21, д должны выполняться с углами раскрытия $\beta = 10 \div 13^\circ$ при длине l не менее $1,5d_3$, где d_3 — эквивалентный диаметр отвления.

Сопротивление тройников с диффузором (или конфузором) по схеме на рис. III-21, а, б, в определяется как для обычных тройников, но за расчетные принимаются сечения после расширения или до сужения. Сопротив-

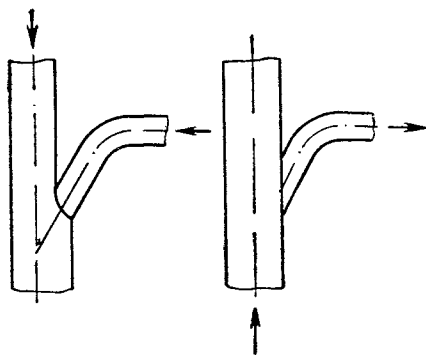


Рис. III-19. Уменьшение угла отвления в тройниках

ление отвления тройников по схеме на рис. III-21, д определяется по указаниям п. 1-39.

Сопротивление прохода собирающих тройников с диффузором на отвлении определяют в зависимости от отношения большего сечения диффузора к F_c или F_n ; сопротивление прохода раздающих тройников не зависит от конфигурации примыкающего участка отвления.

Диффузоры и конфузоры могут быть организованы также и за счет установки внутренней конусной вставки и обтекателей,

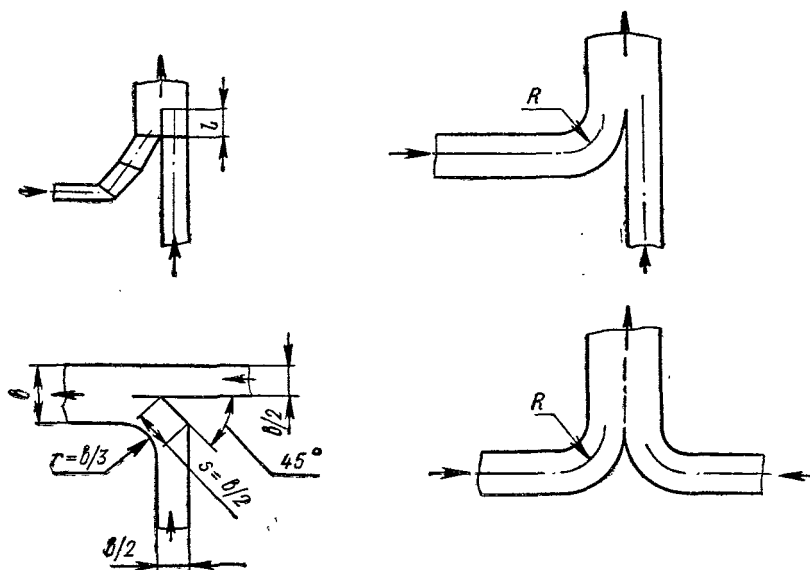


Рис. III-20. Тройники собирающие, выполненные в виде поворотов

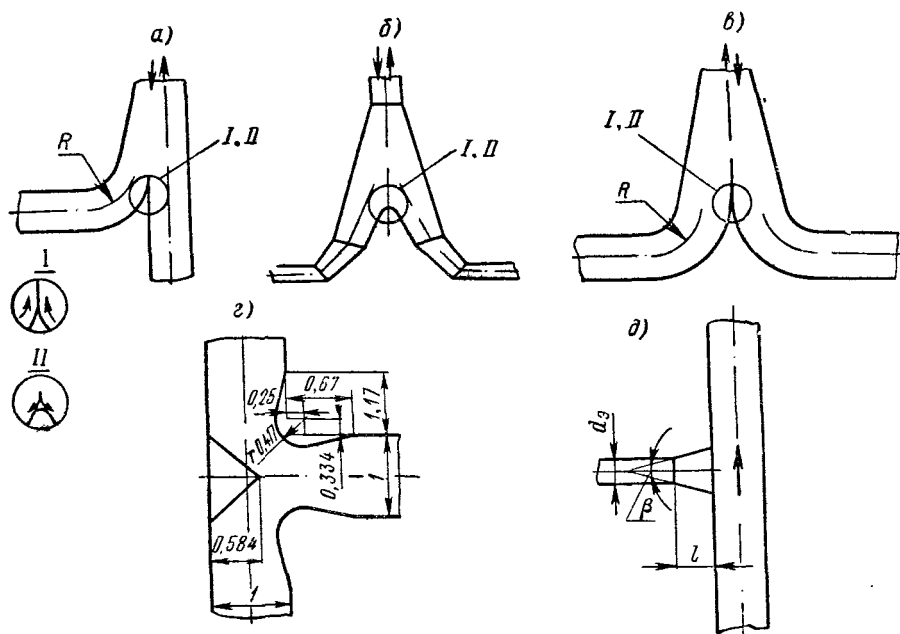


Рис. III-21. Тройники с диффузорами и конфузорами

I — узел стыка в собирающих тройниках; *II* — узел стыка в раздающих тройниках

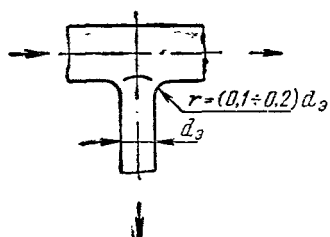


Рис. III-22. Закругление кромок ответвлений
раздающих тройников

$$r = (0,1 \div 0,2) d_3$$
 d_1

1999

схема собирающего тройника такого типа показана на рис. III-21, г. Коэффициент сопротивления его при размерах, указанных на рисунке, $\zeta_0 = 0,14$. Установка в таком тройнике вместо конусной вставки перегородки длиной $l = 1,0$ приводит к незначительному увеличению коэффициента сопротивления до $\zeta_0 = 0,17$.

4. Закругляются кромки на ответвлениях раздающих тройников (рис. III-22). Закругления следует выполнять с радиусом $r = (0,1-0,2) d_3$. Сопротивление ответвлений с закругленными кромками определяется по п. I-39.

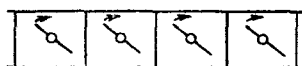
5. Сочетаются указанные приемы. Например, применяется ответвление под малым углом (рис. III-19), выполненное с конфузورным начальным участком (рис. III-21), и т. п.

III-Г. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАСХОДА ГАЗОВ ИЛИ ВОЗДУХА

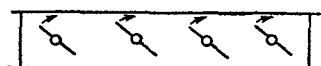
III-33. С целью регулирования расхода газов или воздуха по параллельным участкам тракта в них устанавливаются регулирующие клапаны.

Для проектирования систем автоматического регулирования необходимо знать рас-

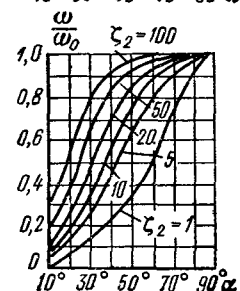
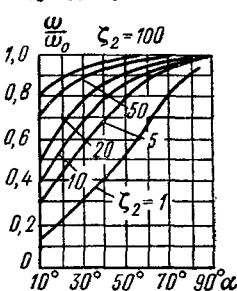
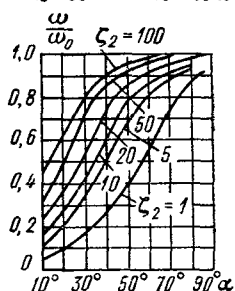
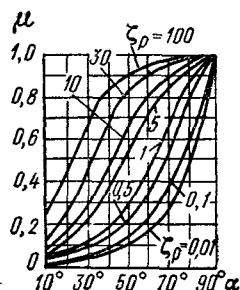
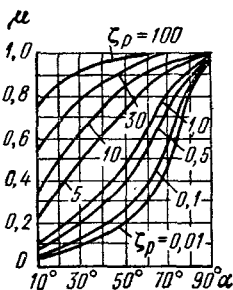
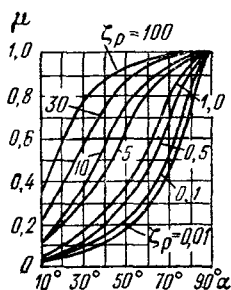
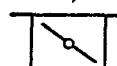
а)



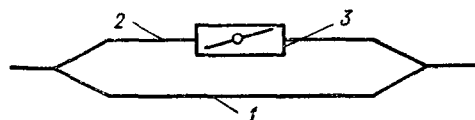
б)



в)



Двухпоточная схема



г)

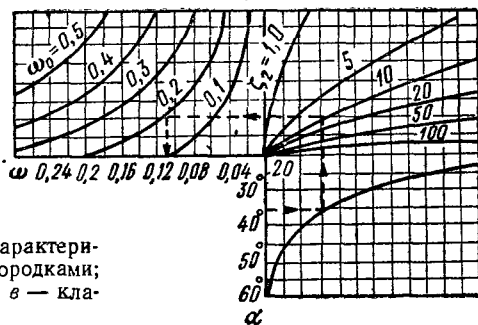


Рис. III-23. Клапаны регулирующие и их характеристики: а — клапан с разделительными перегородками; б — клапан жалюзийный по МВН 664—60; в — клапан — джостворчатый

Графики и — для однопоточной схемы; графики $\frac{\omega}{\omega_0}$ — для двухпоточной

г — график для определения доли расхода, идущей через байпасный тракт

1 — тракт основной, 2 — тракт байпасный, 3 — клапан регулирующий

ходные характеристики клапанов. Так как в настоящее время отсутствуют такие характеристики для всех клапанов стандартизованных конструкций, изготавливаемых по действующим межведомственным нормам (МВН), ниже для сведения приводятся полученные при специальных испытаниях характеристики следующих клапанов: четырехстворчатого жалюзийного (по МВН 664—60), четырехстворчатого с разделительными перегородками (рекомендуемая для больших сечений конструкция), одностворчатого.

В мощных котлоагрегатах из-за больших сечений газовоздухопроводов приходится применять многостворчатые клапаны, несмотря на то что их расходные характеристики менее благоприятны, чем характеристики одностворчатых клапанов.

На рис. III-23 показаны конструктивные схемы четырехстворчатого клапана с разделительными перегородками и жалюзийного клапана по МВН 664—60. Там же показаны расходные характеристики указанных клапанов при одно- и двухпоточной схемах включения. Опытные зависимости получены в диапазоне изменения критерия $Re = 10^5 \div 10^6$.

На графиках приняты следующие обозначения: ζ_p — коэффициент сопротивления регулируемого участка тракта; μ — отношение расхода в регулируемом участке при расчетном режиме к расходу при полном открытии клапана; α — угол поворота створок по отношению к положению при их закрытии; ω — доля расхода среды, проходящая через байпасный тракт; ω_0 — то же, при полностью открытом клапане; ζ_2 — коэффициент сопротивления байпасного тракта, приведенный к сечению в входе в регулирующий клапан.

Графики на рис. III-23, а, б, в для двухпоточной схемы построены при $\omega_0 = 0,2$, что характерно для ряда осуществленных схем с разделенными потоками дымовых газов или воздуха.

Доля расхода, идущая через байпасный тракт, для случая установки клапана с разделительными перегородками определяется по графику на рис. III-23, г в зависимости от значения ω_0 .

Проведенные сравнительные испытания показывают преимущества клапанов с разделительными перегородками при использовании их для регулирования и в качестве запорных.

III-Д. ЗОЛУЛОВИТЕЛИ

III-34. Ниже приводятся общие указания по применяемым типам золоуловителей и основные конструктивные характеристики их. Указания для расчета сопротивления приведены в § 2-3.

В настоящее время для очистки дымовых газов применяются золоуловители следующих типов: электрофильтры, двухступенчатые комбинированные золоуловители, состоящие из инерционного пылеотделителя и электрофильтра, батарейные циклоны, мокрые золоуловители (центробежные скрубберы ВТИ, а также турбулентные коагуляторы Вентури со скруббером-каплеуловителем), блоки циклонов и циклоны.

За котлами энергоблоков 300 Мвт и более со сжиганием твердого топлива в пылевидном состоянии устанавливаются в основном электрофильтры.

В котельных средней мощности устанавливают батарейные циклоны, мокрые золоуловители (ЦС-ВТИ и коагуляторы Вентури) и электрофильтры.

В отдельных случаях при затрудненных условиях очистки, а именно: при многозольном топливе, в частности при естонских сланцах ($AP = 40\%$), когда концентрация золы на входе в золоуловитель превышает 20 г/м^3 при 0°C и 760 мм рт. ст. ; при улавливании высокоабразивной золы, истирающей газоходы и конструктивные элементы электрофильтра; в схемах с возвратом уноса на дожигание — устанавливаются двухступенчатые комбинированные золоуловители.

В малых котельных применяются батарейные циклоны, блоки циклонов и дымососы-золоуловители.

III-35. Наиболее эффективная очистка дымовых газов котлов большой и средней паропроизводительности достигается в электрофильтрах. Для котлов большой мощности выполняются электрофильтры с горизонтальным ходом газов, типа УГ2 (унифицированный горизонтальный), — рис. III-24, а также электрофильтры вновь разработанной серии УГ3-Э с высотой активной части осадительных электродов 12 м — рис. III-25.

Электрофильтры типа УГ2 с высотой активной части осадительных электродов примерно $7,5 \text{ м}$ (а также снятые с производства ПГД) при скорости дымовых газов в активном сечении электрофильтра $0,8\text{—}1,5 \text{ м/сек}$, рекомендуемой при улавливании золы каменных углей, не размещаются по ширине в котельной ячейке. Чтобы обеспечить рекомендуемую скорость газов, эти электрофильтры komponуются в 2 яруса, или их секции размещаются перпендикулярно оси блока. Электрофильтры с высотой активной части осадительных электродов 12 м при рекомендуемых скоростях дымовых газов размещаются в пределах котельной ячейки моноблоков. Характеристики горизонтальных электрофильтров приведены в табл. III-4.

Для очистки дымовых газов котлов средней мощности применяются в основном электрофильтры с горизонтальным ходом газов; при ограниченной площади для котлов до 220 т/ч применяются и электрофильтры с вертикальным ходом газов (ДВПН). В зависимости от производительности аппараты ДВПН (дымовой, вертикальный, пластинчатый для установки вне зданий) состоят из двух, трех или четырех секций, работающих

¹ Выпускавшиеся ранее аппараты ДГП-2, ДГП-3, ДГПН-2 и ДГПН-3, а также ПГД двух-, трех- и четырехпольные, предназначавшиеся для установки за блоками 100, 150, 200 и 300 Мвт, в длительной эксплуатации обеспечивают к. п. д. электрофильтра $85\text{—}93\%$, что недостаточно при современных повышенных санитарных требованиях к эффективности очистки. Поэтому они сняты с производства.

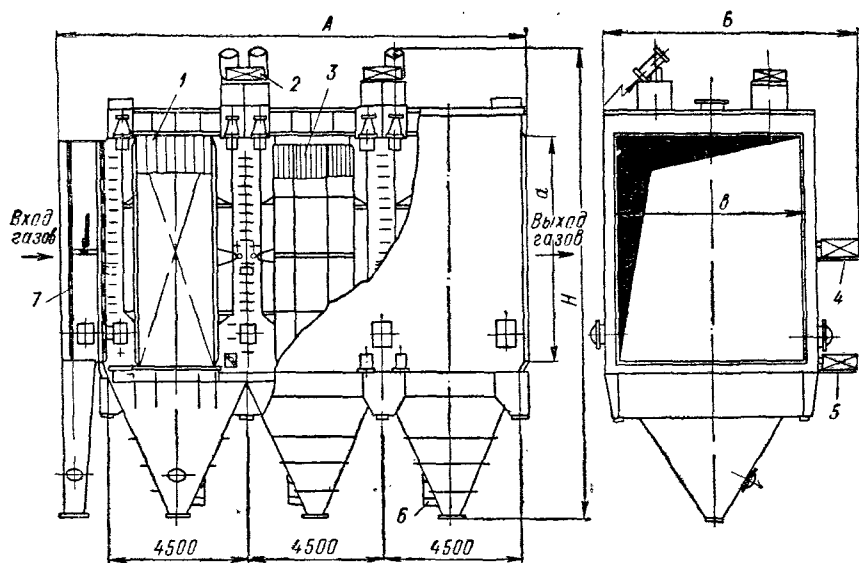


Рис. III-24. Электрофильтр типа УГ-2

1 — электроды осадительные; 2 — привод встряхивания коронирующих электродов, 3 — электроды коронирующие, 4 — привод встряхивания газораспределительной решетки, 5 — привод встряхивания осадительных электродов, 6 — вибровстряхивание бункеров, 7 — решетка газораспределительная

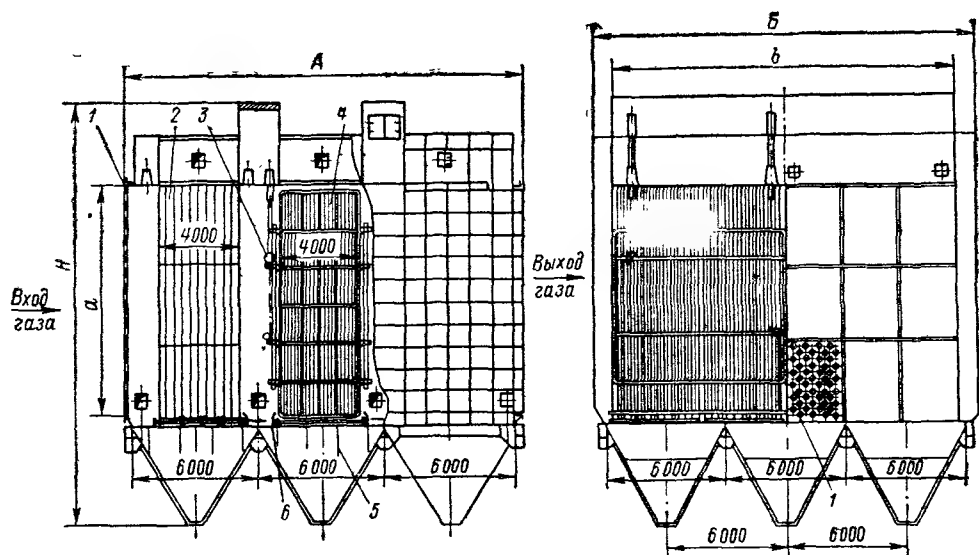


Рис. III-25. Электрофильтр типа УГЗ-Э

1 — решетка газораспределительная, 2 — электрод осадительный, 3 — устройство встряхивающее коронирующих электродов, 4 — электрод игольчатый коронирующий, 5 — лист поперечный для предотвращения перетока газов, 6 — устройство встряхивающее осадительных электродов

Характеристики электрофильтров с горизонтальным ходом дымовых газов (рис. III-24, III-25)

Наименование	УГ2						УГ3-Э					
	УГ2-3-37-01	УГ2-4-37-01	УГ2-3-53-01	УГ2-4-53-01	УГ2-3-74-01	УГ2-4-74-01	УГ3-3-115Э	УГ3-4-115Э	УГ3-3-17Э	УГ3-4-17Э	УГ3-3-230Э	УГ3-4-230Э
Площадь сечения активной зоны, м ²	37	37	53	53	74	74	115	115	177	177	230	230
Производительность по газам при максимальной скорости 1,5 м/сек (в тыс. м ³ /ч)	200	200	286	286	400	400	620	620	955	955	1 240	1 240
Длина корпуса А, мм	15 120	19 620	15 120	19 620	15 120	19 620	18 800	24 800	18 800	24 800	18 800	24 800
Ширина корпуса Б, мм	8 190	8 190	10 680	10 680	13 980	13 980	13 650	13 650	19 700	19 700	25 700	25 700
Высота аппарата Н, мм	15 380	15 380	15 380	15 380	15 380	15 380	21 750	21 750	21 750	21 750	21 750	21 750
Размеры входных и выходных газопроводов	$\frac{7\ 200}{6\ 000}$	$\frac{7\ 200}{6\ 000}$	$\frac{7\ 200}{8\ 510}$	$\frac{7\ 200}{8\ 510}$	$\frac{7\ 200}{11\ 800}$	$\frac{7\ 200}{11\ 800}$	$\frac{12\ 000}{11\ 800}$	$\frac{12\ 000}{11\ 800}$	$\frac{12\ 000}{17\ 850}$	$\frac{12\ 000}{17\ 850}$	$\frac{12\ 000}{23\ 900}$	$\frac{12\ 000}{23\ 900}$
$\frac{a}{b} \cdot \frac{м.м.}{м.м.}$												
Масса электрофильтра об- щая, т	142,0	176,0	198,0	255,0	252,0	326,0	803,6	1055,2	1125,4	1482,2	1523,6	2010,0
											1721,6	2284,8

Примечание. В обозначении цифра после обозначения типа — число последовательно установленных полей, далее число — площадь активной сечения электрофильтра. После основного обозначения указывается заводская модификация; основные характеристики для всех модификаций одинаковы.

параллельно и независимо друг от друга (рис. III-26). Степень очистки газов (к. п. д. золоуловителя) в электрофильтрах типа ДВПН¹ — 90%. При установке электрофильтров ДВПН с игольчатыми элементами коронирующих электродов вместо штыковых может быть достигнута степень очистки 95—96%.

требованиях к эффективности очистки дымовых газов котлов большой и средней мощности с к. п. д. золоулавливания до 99—99,5%.

Увеличение количества параллельно включенных секций дает возможность увеличить активное сечение аппарата и повысить либо производительность электрофильтра при неизменной скорости газов в активной зоне,

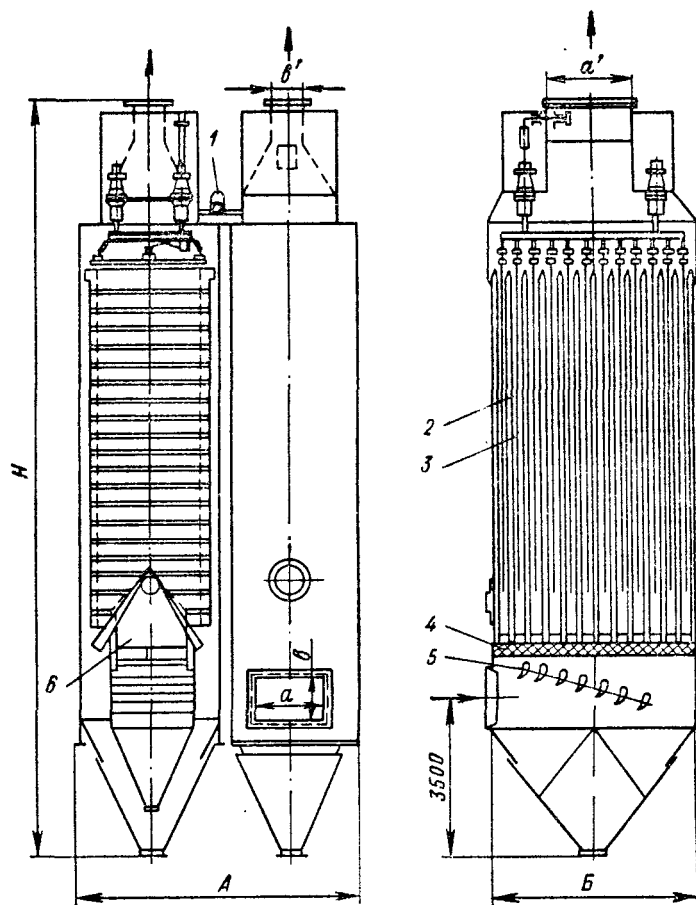


Рис. III-26. Электрофильтр типа ДВПН

1 — механизм встряхивания, 2 — электроды осадительные, 3 — электроды коронирующие, 4 — распределитель газа, 5 — лопатки направляющие, 6 — желоб осадительных электродов

В настоящее время освоено производство более совершенных, чем ДВПН, вертикальных электрофильтров УВ (унифицированные вертикальные), серийный выпуск которых начинается в 1977 г. (рис. III-27). Поэтому возможность применения электрофильтров типа ДВПН необходимо предварительно согласовывать с «Главгазоочисткой» Миннефтехиммаша. Скорость газа в электрофильтрах УВ 1—1,2 м/сек, ожидаемая степень очистки газов до 95%. Характеристики и основные размеры вертикальных электрофильтров приведены в табл. III-5.

Электрофильтры типов УГ2 и УГ3-Э применяются при повышенных санитарных

либо степень очистки газов за счет снижения скорости газового потока в активной зоне. Увеличение количества последовательно включенных полей (до четырех в современных электрофильтрах) производится с целью повышения степени очистки дымовых газов.

Допустимое разрежение в электрофильтрах УГ3-Э равно 400 мм вод. ст., в УВ равно 350 мм вод. ст., в остальных, применяемых в настоящее время, — 300 мм вод. ст. Допустимое давление в аппаратах типов УГ2, УГ3-Э и УВ равно 50 мм вод. ст.

Максимальная допустимая температура газов 250°С на входе в электрофильтры УГ2, УГ3-Э и УВ 150—170°С на входе в электрофильтры ДВПН. Рабочая температура должна превышать сернокислотную точку росы не менее чем на 15°С.

¹ Это и последующие значения к. п. д. золоуловителей приводятся ориентировочно и не могут служить официальными данными.

III-36. Ввиду существенного влияния равномерности распределения потока газов в электрофилтре на степень очистки газов в них следует при проектировании примыкающих к электрофилтру газопроводов уделять особое внимание равномерности ввода газов в аппарат и отвода газов из него. Особое значение этот вопрос имеет при установке электрофильтров УГЗ-Э.

Для равномерного распределения газового потока при входе в электрофилтр устанавливается газораспределительное устройство. Эти устройства проектируются организациями, разрабатывающими проект газоочистки, и поставляются вместе с электрофилтрами. Эффективность газораспределительного устройства оценивается степенью равномерности распределения потока по сечению электрофилтра, характеризуемой величиной $m \leq 1$.

Величина m обычно определяется моделированием электрофилтра с примыкающими газоходами и газораспределительными решетками. Степень улавливания золы в электрофилтре при заданной неравномерности потока определяется из равенства:

$$\eta = 1 - (1 - \eta_p)^m.$$

где η_p — степень улавливания при равномерном распределении потока в электрофилтре.

Для обеспечения высокой степени улавливания золы следует применять газорас-

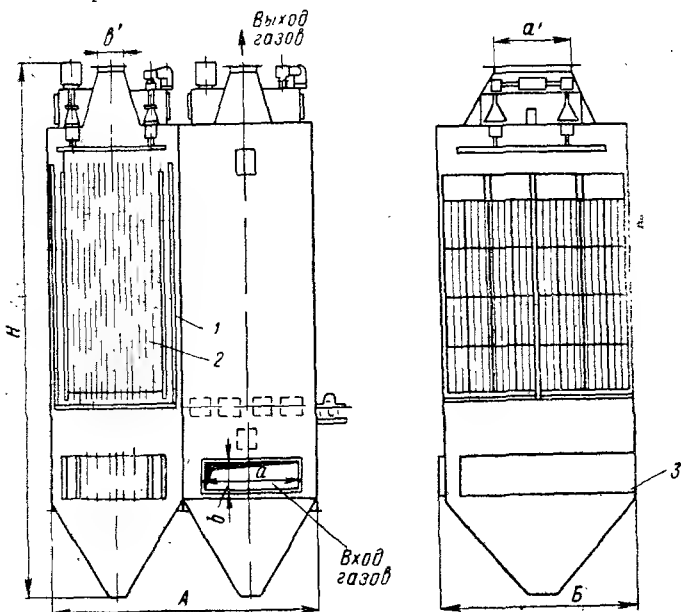


Рис. III-27. Электрофилтр типа УВ2

1 — электроды осадительные; 2 — электроды коронирующие, 3 — газораспределитель

пределительные устройства со степенью равномерности распределения $m > 0,9$.

На рис. III-28 приведены типичные схемы газораспределительных устройств, а в табл. III-6 даны их характеристики.

Таблица III-5

Характеристики электрофильтров с вертикальным ходом дымовых газов (рис. III-26, III-27)

Наименование	ДВПН				УВ				
	ДВПН-2-10	ДВПН-3-10	ДВПН-4-10	ДВПН-4-20	УВ2×10	УВ3×10	УВ2×16	УВ2×16	УВ3×24
Площадь сечения активной зоны, M^2	20	30	40	80	21,6	32,4	32,4	48	72
Производительность по газам при максимальной скорости 1,5 м/сек (для УВ — 1,2 м/сек), тыс. $M^3/ч$	108	162	216	432	93,2	140,0	140,0	207,5	311
Длина корпуса А, мм	6 085	9 035	11 940	17 060	6 000	9 000	9 000	9 000	13 500
Ширина корпуса В, мм	4 720	4 720	4 720	6 380	4 500	4 500	4 500	6 000	6 000
Высота аппарата Н, мм	17 020	17 020	17 020	19 974	19 840	19 840	19 840	21 395	21 395
Размеры входных газоходов	1 800	1 800	1 800	2 000	1 000	1 000	1 000	1 200	1 200
$\frac{a}{b}$, мм	1 200	1 200	1 200	2 000	2 000	2 000	3 000	3 000	3 000
Размеры выходных газоходов	1 800	1 800	1 800	2 000	1 000	1 000	1 100	1 100	1 100
$\frac{a'}{b'}$, мм	1 200	1 200	1 200	2 000	1 700	1 700	1 700	2 500	2 500
Масса электрофилтра общая, т	93,0	133,95	208,0	262,7	66,1	103,2	86,7	127,2	188,4

Примечания. 1. О применении электрофильтров типа ДВПН см. п. III-35. 2. В обозначении цифра после общего обозначения типа — количество секций, вторая округленная площадь активного сечения одной секции электрофилтра. 3. Типоразмер УВ3×10 предусматривается для применения в ограниченных случаях: только для реконструкции установок с электрофилтрами ДВПН-4-20.

На рис. III-29 представлен выходной конфузор электрофилтра. Конфузор выполняется симметричным относительно оси электрофилтра в горизонтальной плоскости; угол наклона нижней образующей конфузора

золоуловителя к котлам энергоблоков состоит из инерционного золоуловителя и включенного последовательно с ним электрофилтра. В качестве инерционного золоуловителя применяются одиночные циклоны

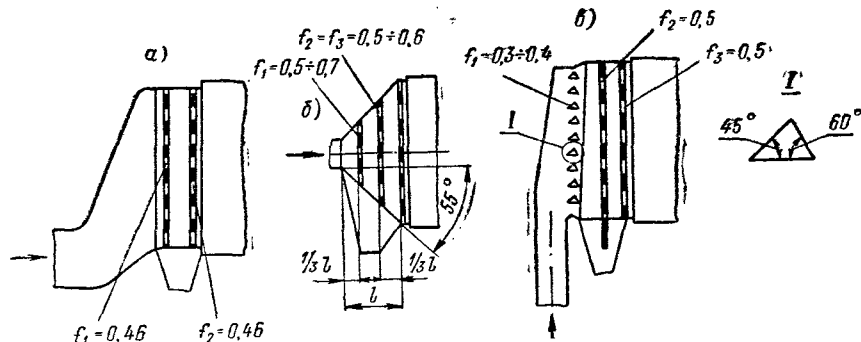


Рис. III-28. Газораспределительные устройства электрофилтров

к горизонтали принимается равным 55° или больше из условий предотвращения отложения золы. Из тех же условий газоход после конфузора выполняется с уклоном более

(прямоточный циклон ЦКТИ большого диаметра типа ПЦ (рис. III-30), футерованный керамическими плитками, а также циклоны типа ЦН) или батарейный циклон.

Предвключенная ступень золоуловителя устанавливается в своем корпусе. В ранее выпущенных конструкциях батарея прямоточных циклонов служила газораспределительной решеткой перед электрофилтром и устанавливалась в одном корпусе с ним.

III-38. Из сухих инерционных золоуловителей наибольшее распространение получили батарейные циклоны (БЦ). К. п. д. улавливания пылеугольной золы в батарейных циклонах при сопротивлении 50—70 мм вод. ст. доходит до 82—90%.

По решению Техсовета Минэнерго устанавливается предпочтительное применение БЦУ «Энергоуголь», циклонные элементы которых с внутренним диаметром 231 мм имеют полуулиточный завихритель потока.

Пример компоновки БЦУ приведен на рис. III-31. Шкала типоразмеров БЦУ в качестве золоуловителей для котлов малой и средней мощности пока не разработана.

Таблица III-6

Характеристики газораспределительных устройств

Характеристика схемы ¹	Позиция на рис. III-28	Δh , мм вод. ст.	m
2 плоские решетки ² , $f_1 = f_2 = 0,46$	a	15	0,78
3 плоские решетки в симметричном диффузоре; $f_1 = 0,5 \pm 0,7$; $f_2 = f_3 = 0,5 \pm 0,6$	б	10	0,92 → 0,94
1 объемная решетка, $f_1 = 0,3 \pm 0,4$, и 1 плоская решетка, $f_2 = 0,5$	в	10	0,97
1 объемная решетка, $f_1 = 0,3 \pm 0,4$, и 2 плоские решетки, $f_2 = f_3 = 0,5$	г	12	0,98

¹ Величина f — относительное живое сечение решетки, Δh — полное сопротивление электрофилтра на участке от входа в газораспределительное устройство до выхода из конфузора электрофилтра.

² Ранее применявшаяся схема газораспределения, не рекомендуемая для современных электрофилтров.

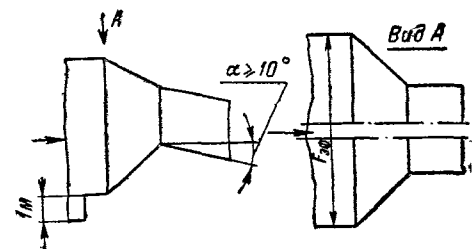


Рис. III-29. Выходной конфузор электрофилтра

10° к горизонту, а сечение его выбирается таким, чтобы скорость газов в нем была не меньше 8—10 м/сек.

III-37. Устанавливаемые в отдельных случаях двухступенчатые комбинированные

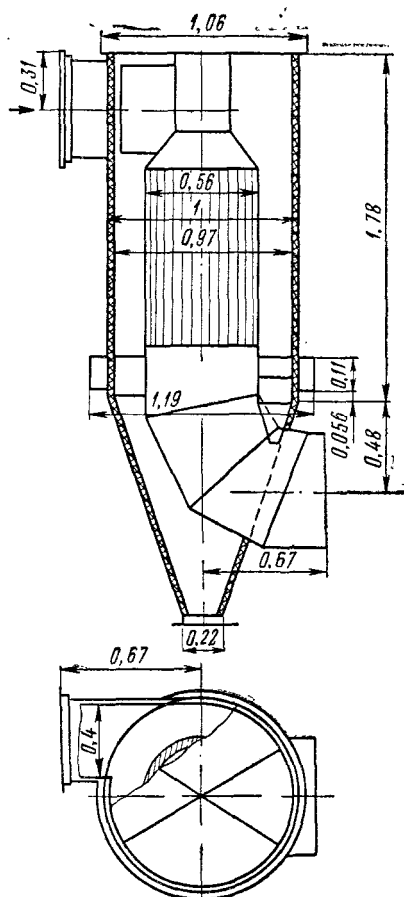


Рис. III-30. Прямоточный циклон ЦКТИ

Размеры даны в долях наружного диаметра циклона ($D = 1$)

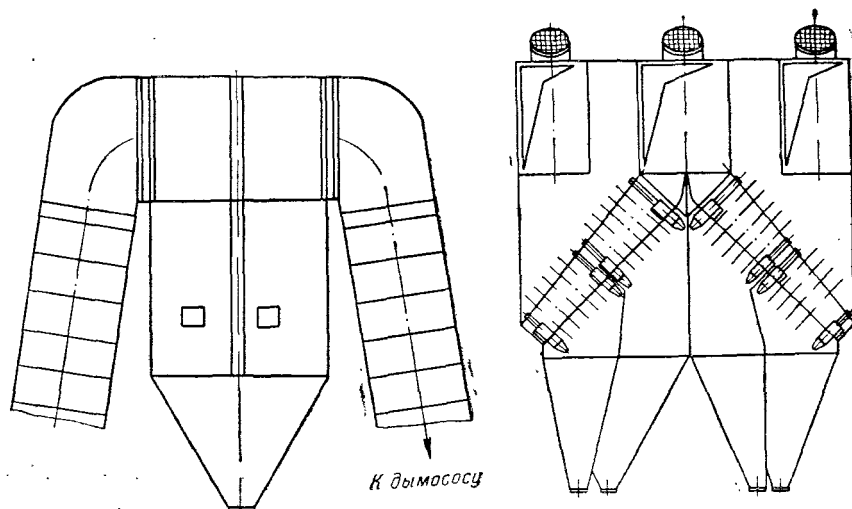


Рис. III-31. Пример компоновки БЦУ

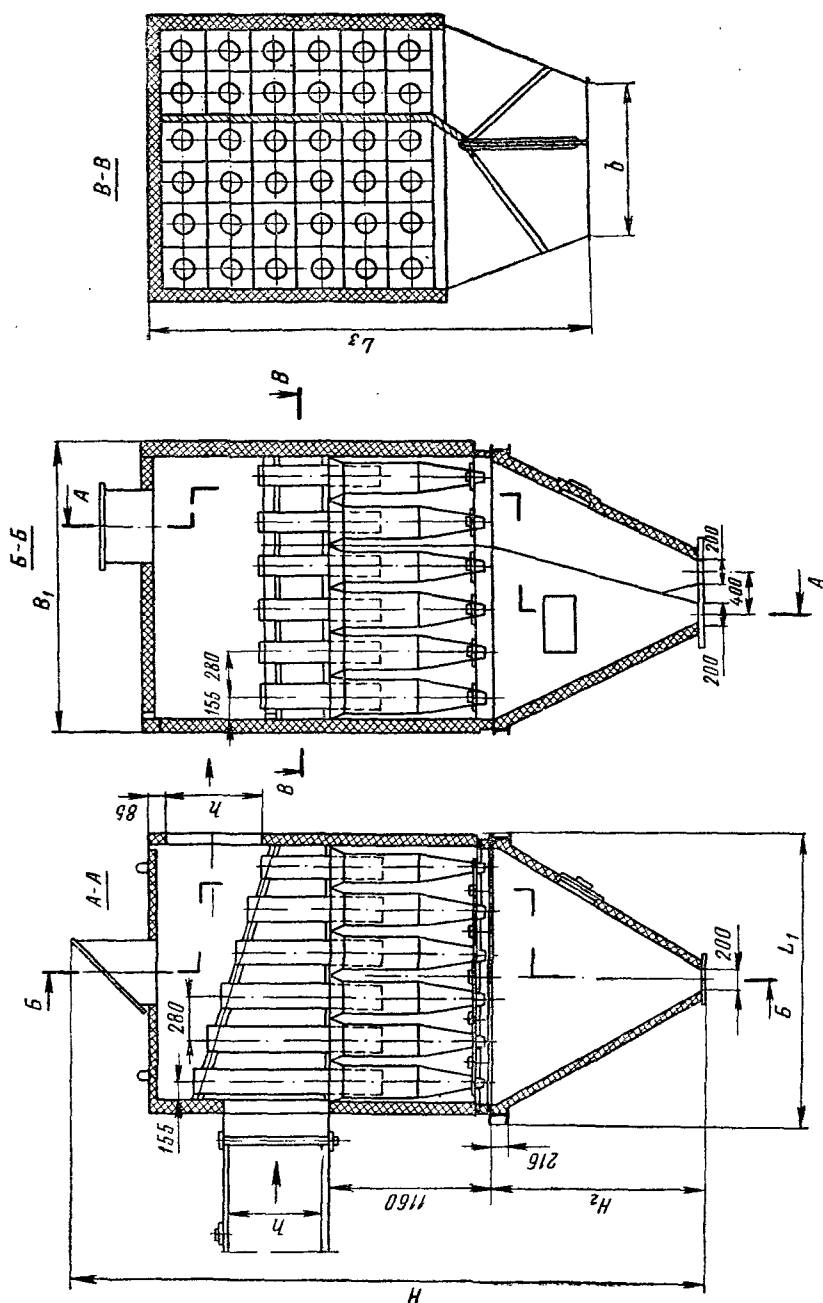
Применяются также батарейные циклоны БЦ с элементами с внутренним диаметром 254 мм, имеющими закручивающие циклонные аппараты из восьми лопаток безударного входа. Для типовых котлов паропроизводительностью 6,5—20 m^3/h разработана шкала типоразмеров БЦ (ОСТ 24.838.03); характеристики этих БЦ см. в табл. III-7 и на рис. III-32. Разработана также шкала типоразмеров БЦ для котлов 25—320 m^3/h (табл. III-8 и рис. III-33).

Циклонные элементы БЦУ и БЦ показаны на рис. III-34.

Для котлов, работающих на фрезторфе, зола которого имеет высокое содержание СаО (более 15%), Семibrатовским филиалом НИИОГАЗ разработан батарейный циклон БЦРН; по данным первых промышленных проверок циклоны БЦРН могут обеспечить степень очистки 93—95%. Пример компоновки БЦРН показан на рис. III-35, циклонный элемент его — на рис. III-34, г.

Разработаны и прошли промышленную проверку на котлах батарейные циклоны конструкции ЦКТИ со сварными элементами диаметром 500 мм, имеющими тангенциальный четырехзаходный завихритель газов. Пример компоновки показан на рис. III-36, циклонный элемент — на рис. III-34, г.

Для повышения степени очистки газов в батарейных циклонах применяется установка их с отсосом 10—12% дымовых газов из золопускных труб или из золотого бункера с помощью дымососа рециркуляции. Обеспыленные в выносном циклоне типа ЦН или Ц газы подаются дымососом рециркуляции на вход батарейного циклона (рис. III-37). К. п. д. батарейных циклонов с отсосом и рециркуляцией части газов равен 90—92%, а при грубой золе достигает 95%. Применение батарейных циклонов с рециркуляцией газов для топлив с абразивной золой ограничивается их сильной изнашиваемостью.

Рис. III-32. Батарейный циклон для котлов 6,5—20 м³

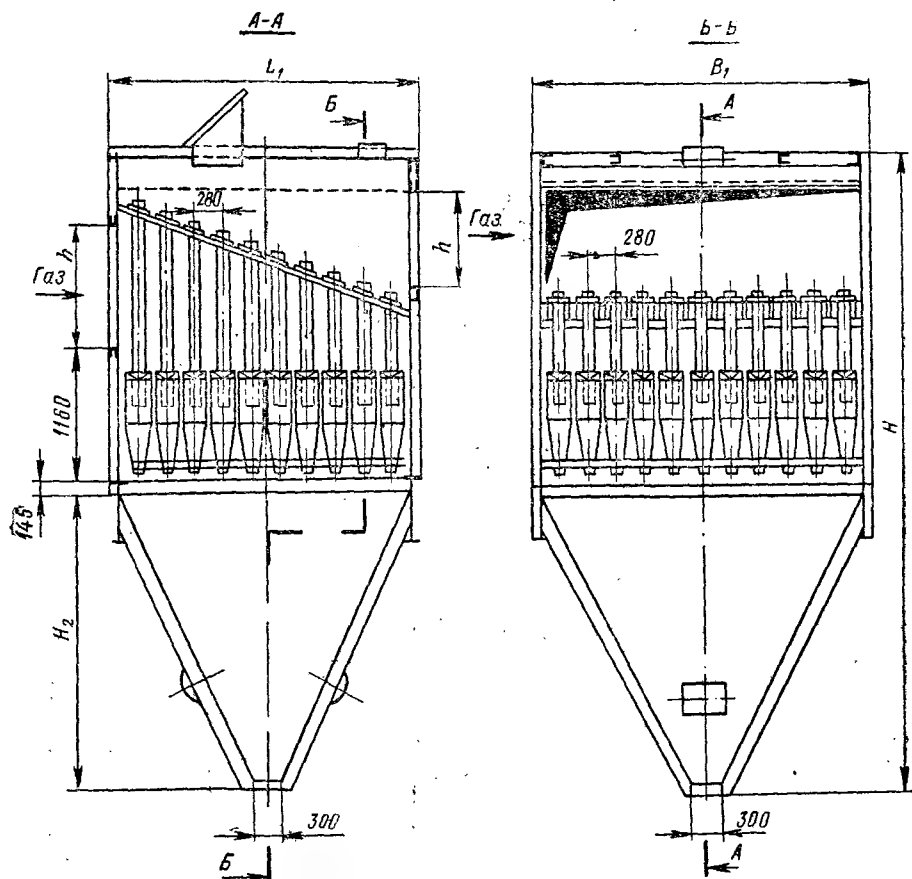


Рис. III-33. Батарейный циклон для котлов 25—320 т/ч

Таблица III-7

Характеристики батарейных циклонов для котлов 6,5—20 т/ч по ОСТ 24.838.03
(рис. III-32)

Произ- води- тель- ность котлов D, т/ч	Типоразмер батарейного циклона	Пропускная способность БЦ, тыс. м³/ч, при $t = 150^\circ \text{C}$ и сопротив- лении		Основные размеры, мм							Масса общая, т
		45 мм вод. ст.	60 мм вод. ст.	H	L ₁	B ₁	L ₂	H ₂	h	b	
6,5	БЦ-2-4 × (3+2); БЦТ-2-4 × (3+2)	15,2	17,4	4020 4250	1330	1610	2120	1400	450	800	3,8 4,0
	БЦ-2-5 × (3+2); БЦТ-2-5 × (3+2)	18,9	21,9	4120 4350	1610	1610	2400	1400	600	800	4,7 5,0
	БЦ-2-6 × (4+2); БЦТ-2-6 × (4+2)	22,6	26,1	4120 4350	1610	1890	2600	1400	550	1000	5,1 5,4
10,0	БЦ-2-6 × (4+2); БЦТ-2-6 × (4+2)	27,2	31,4	4220 4450	1890	1890	2880	1400	700	1000	6,1 6,4
	БЦ-2-6 × (4+3); БЦТ-2-6 × (4+3)	31,6	36,5	4420 4650	1890	2170	2880	1600	700	1100	7,0 7,4
	БЦ-2-6 × (5+3); БЦТ-2-6 × (5+3)	36,2	42,0	4420 4650	1890	2450	3180	1600	700	1300	7,9 8,4
16; 20	БЦ-2-7 × (5+3); БЦТ-2-7 × (5+3)	42,2	48,9	4520 4750	2170	2450	3460	1600	800	1300	9,0 9,5

Примечания. 1. В обозначении первая цифра — количество секций, вторая — число рядов циклонов по ходу газов; в скобках первая цифра — число циклонов поперек хода газов в большей секции, вторая — то же в меньшей секции. 2. БЦ — батарейный циклон для угольной золы, БЦТ — для торфяной золы.

Таблицы III-8

Характеристики батарейных циклонов для котлов 25—320 т/ч (рис. III-33)

Производительность котлов D , т/ч	Типоразмер батарейного циклона	Пропускная способность БЦ тыс. м ³ /ч, при температуре 135° С и сопротивлении		Основные размеры, мм					Масса общая, т
		46 мм вод. ст.	61 мм вод. ст.	H	L_1	B_1	H_2	h	
25	БЦ-1×8×8	46,1	53,3	4833	2474	2494	1935	953	20,1
	БЦ-1×8×9	51,8	60,1	5163	2474	2754	2165	953	22,1
	БЦ-2×5×6	43,2	50,0	4090	1630	3664	1975	655	19,6
	БЦ-2×6×6	51,8	60,1	4190	1910	3664	2075	755	22,2
35	БЦ-1×9×9	58,3	67,7	5213	2714	2754	2165	1053	24,3
	БЦ-1×9×10	65,2	75,2	5513	2714	3034	2415	1053	28,0
	БЦ-1×10×10	72,4	83,5	5563	3034	3034	2415	1153	30,2
	БЦ-2×6×7	60,8	70,2	4435	1910	4224	2074	755	25,7
	БЦ-2×7×7	70,2	81,4	4535	2190	4224	2175	855	28,4
50	БЦ-1×10×11	79,2	91,8	5853	3034	3314	2655	1153	33,2
	БЦ-2×7×8	81,0	93,6	4785	2190	4784	2175	855	32,2
	БЦ-2×9×8	92,5	107,3	4885	2470	4784	2275	955	36,4
50, 60	БЦ-1×11×11	87,5	101,2	5903	3314	3314	2655	1253	36,1
	БЦ-1×11×12	95,4	110,2	6203	3314	3594	2905	1253	39,7
	БЦ-2×8×9	104,4	120,2	5120	2470	5344	2275	955	41,0
60, 75	БЦ-1×11×14	111,2	128,5	6733	3314	4154	3385	1253	47,2
	БЦ-2×9×9	117,4	135,4	5220	2750	5344	2375	1055	44,2
75	БЦ-1×11×16	127,1	146,9	7263	3314	4714	3865	1253	55,9
75, 90	БЦ-2×9×10	129,6	150,5	5460	2750	5904	2375	1055	50,1
	БЦ-2×10×10	144,0	167,0	5560	3030	5904	2475	1155	54,4
	БЦ-3×8×9	155,9	180,0	5118	2474	7934	2170	953	63,1
90	БЦ-2×10×11	158,4	183,6	5800	3030	6464	2475	1155	60,4
90, 120	БЦ-2×10×12	173,2	200,9	6045	3030	7024	2475	1155	66,8
120	БЦ-2×11×12	190,4	220,7	6145	3310	7 024	2575	1255	72,4
	БЦ-2×10×14	202	234,0	6535	3030	8 144	2475	1155	80,5
	БЦ-4×8×9	208,1	240,5	5125	2474	10 524	2275	950	80,9
120, 160	БЦ-2×11×14	223,2	257,4	6635	3310	8 144	2575	1255	86,37
	БЦ-4×9×9	234,4	271,4	5225	2754	10 524	2375	1050	88,2
160	БЦ-2×10×16	231,5	271,8	7010	3030	9 264	2475	1155	94,1
	БЦ-2×16×16	254,2	294,5	7110	3310	9 264	2575	1255	100,8
	БЦ-4×9×10	259,9	300,6	5470	2754	11 644	2375	1050	98,8
	БЦ-4×10×10	288,7	333,7	5570	3034	11 644	2475	1150	107,1
160, 210, 220	БЦ-4×10×11	317,9	368,3	5810	3034	12 764	2475	1150	118,9
	БЦ-4×10×12	346,0	401,0	6055	3034	13 884	2475	1150	130,8
	БЦ-4×11×12	381,6	441,0	6155	3314	13 844	2575	1250	141,7
	БЦ-4×10×14	404,3	468,0	6540	3034	16 124	2475	1150	155,2
220, 270, 320	БЦ-4×11×14	445,3	514,8	6640	3314	16 124	2575	1250	166,2
270, 320	БЦ-4×11×16	508,7	588,6	7125	3314	18 364	2575	1250	199,3
320	БЦ-4×11×18	564,1	651,6	7610	3314	20 604	2575	1250	230,5

Примечания. 1. В обозначении первая цифра — количество секций, вторая — число рядов циклонов по ходу газов, третья — число циклонов поперек хода газов. БЦ — батарейный циклон для угольной золы, БЦТ — для торфяной золы, БЦА — для абразивной золы. 2. В таблице указаны только БЦ; для батарейных циклонов БЦТ и БЦА все данные таблицы остаются без изменений.

III-39. Блоки циклонов и циклоны устанавливаются обычно за котлами малой мощности, а также в тракте отсоса и рециркуляции дымовых газов. В настоящее время применительно к котлам паропроизводительностью 2,5—6,5 т/ч разработаны (ОСТ

Блоки имеют сборные камеры очищенных газов с патрубками для вывода газов, расположенными вертикально или на любой из боковых стен.

На рис. III-38 показана типовая компоновка блока циклонов по ОСТ 24.838.01,

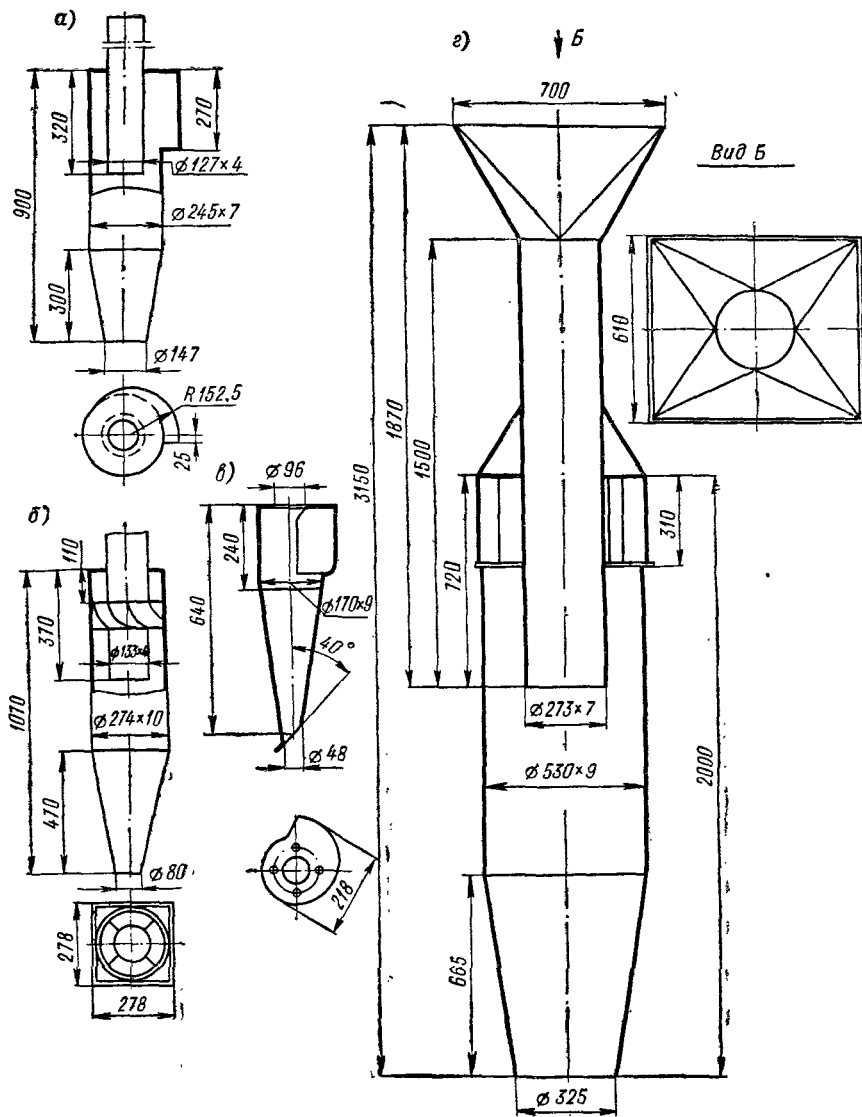


Рис. III-34. Элементы батарейных циклонов: а — типа «Энергоуголь», б — с 8-лопастичным завихрителем газа, в — типа БЦРН, г — сварной, D = 500 мм

24.838.01) шкала типоразмеров блоков циклонов, приведенная в табл. III-9, и типовые компоновки их.

НИИОГАЗ также разработал компоновки блоков циклонов НИИОГАЗ: прямоугольные при установке 2—8 циклонов и круговые при установке 10—14 циклонов. В компоновках предусмотрены коллекторы входа газов для групп с количеством элементов 4 и более.

а на рис. III-39 — примеры компоновок циклонов НИИОГАЗ.

К. п. д. улавливания золы в циклонах составляет 70—90%: низшие значения даны для котлоагрегатов с пылеугольным, а верхние со слоевым сжиганием топлива. С увеличением диаметра циклонов к. п. д. их падает.

Для малых отопительных котельных со слоевым сжиганием угля и естественной тягой

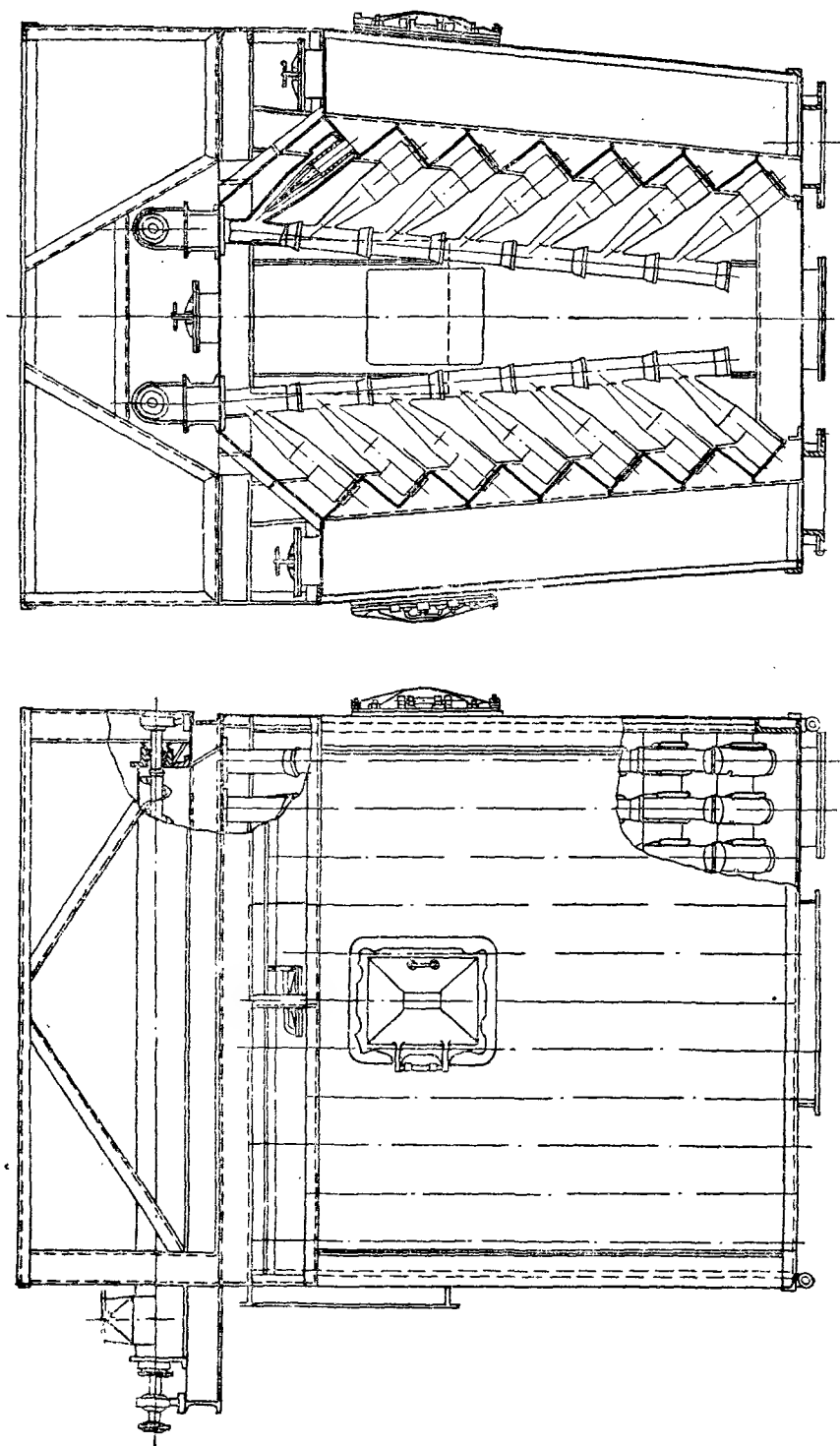


Рис. III-35. Пример компоновки БЦРН

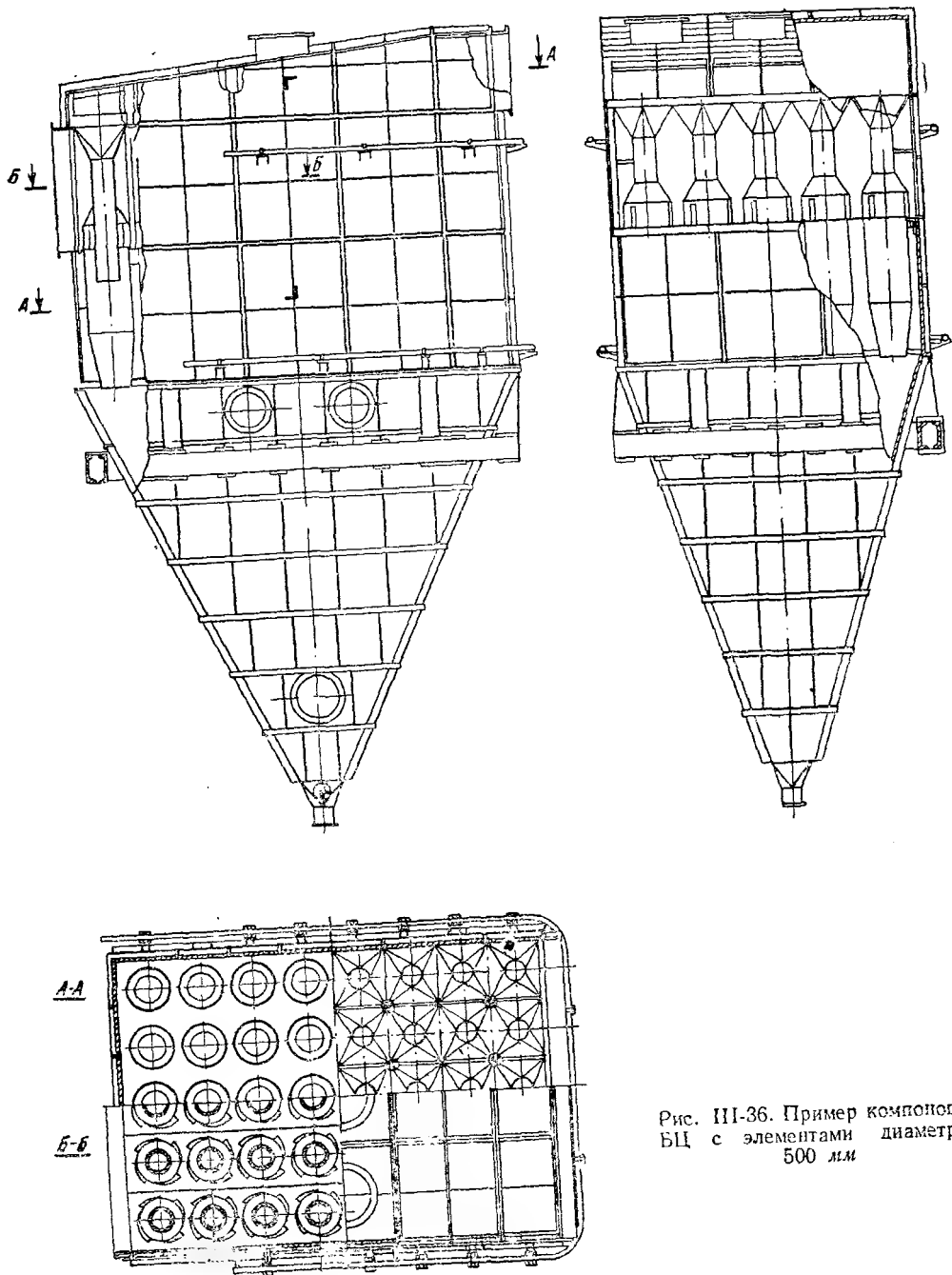


Рис. III-36. Пример компоновки
БЦ с элементами диаметром
500 мм

рекомендуется циклон ЦМС-27; ожидаемый к. п. д. равен 80—85%, однако до тщательной промышленной проверки его следует принимать равным 70—75%.

Ранее применявшиеся циклоны Д-49 характеризуются недостаточной степенью очистки. Наряду с циклонами ЦМС-27 могут применяться циклоны НИИОГАЗ типа ЦН-15

и циклоны ЦКТИ типа Ц следующих диаметров:

ЦН-15	400—800 мм	через 50 мм
ЦКТИ	300—800 мм	» 100 мм

Общие виды отдельных циклонов, применяемых для золоулавливания, показаны на рис. III-40.

Таблица III-9

Характеристики блоков циклонов для котлов $D = 2,5-6,5$ т/ч по ГОСТ 24.333.01 (рис. III-38)

Произ- води- тель- ность котла $D,$ $\text{м}^2/\text{ч}$	Типоразмер блока	Услов- ное се- чение блока, м^2	Пропускная способность блока цикло- нов, тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$, при 150°С и со- противлении протопания	Основные размеры, мм												Масса, кг	
				H	H_2	B	L	A_0	A_2	A_3	l	l_1	l_2	$\frac{b}{h}$	$\frac{b_1}{h_1}$		$\frac{b_2}{h_2}$
2,5	III-2×2×400; III-2×2×400	0,50	5,80 6,87	3580 3567	2320	1656	1556	570	740	484	480	590 635	400	285	652 240	652 240	652/320 2,3
	III-2×2×450; III-2×2×450	0,64	7,35 8,82	4000	2610	1850	1656	640	830	544	565	645	450	320	732 270	732 270	812/360 3,1
2,5; 4,0	III-2×2×500; III-2×2×500	0,79	9,07 10,88	4410 4447	2900	2036	1876	710	915	604	665	705 760	500	355	812 300	812 300	812/400 3,86
	III-2×2×550; III-2×2×550	0,95	10,93 13,15	4830 4947	3190	2230	2086	780	1010	664	720	765 860	550	390	892 330	892 330	912/440 5,2
4,0	III-3×2×500; III-2×2×550	1,18	13,62 16,30	4410 4447	2900	2036	1876	710	1320	604	665	1210 1100	500	355	1130 400	1200 300	1212/400 5,1
	III-3×2×550; III-3×2×550	1,42	16,40 19,70	4830 4947	3190	2230	2086	780	1450	664	720	1305 1160	550	390	1245 430	1320 330	1262/440 6,1 6,0
4,0; 6,5	III-3×2×600; III-3×2×600	1,70	19,60 23,50	5240 5377	3480	2410	2256	850	1580	724	800	1435 1400	600	425	1350 470	1440 360	1572/480 7,04 7,0
	III-3×2×650; III-3×2×650	1,99	22,80 27,30	5650 5747	3770	2606	2356	920	1710	784	865	1520 1400	650	460	1470 500	1560 390	1572/520 8,0 7,9

Примечания. I. В обозначении типоразмеров II, IIC, III — индекс исполнения с входом и выходом газов соответственно по параллельным осям и под углом 90° . После индекса первая цифра — количество рядов циклонов по ходу газов, вторая — количество циклонов в ряду, число — диаметр циклонов.

2. В таблице указано сопротивление блоков циклонов исполнения I, сопротивление блоков исполнения II на 10% больше.

Рис. III-37. Принципиальная схема установки батарейного циклона с отсосом и рециркуляцией газов

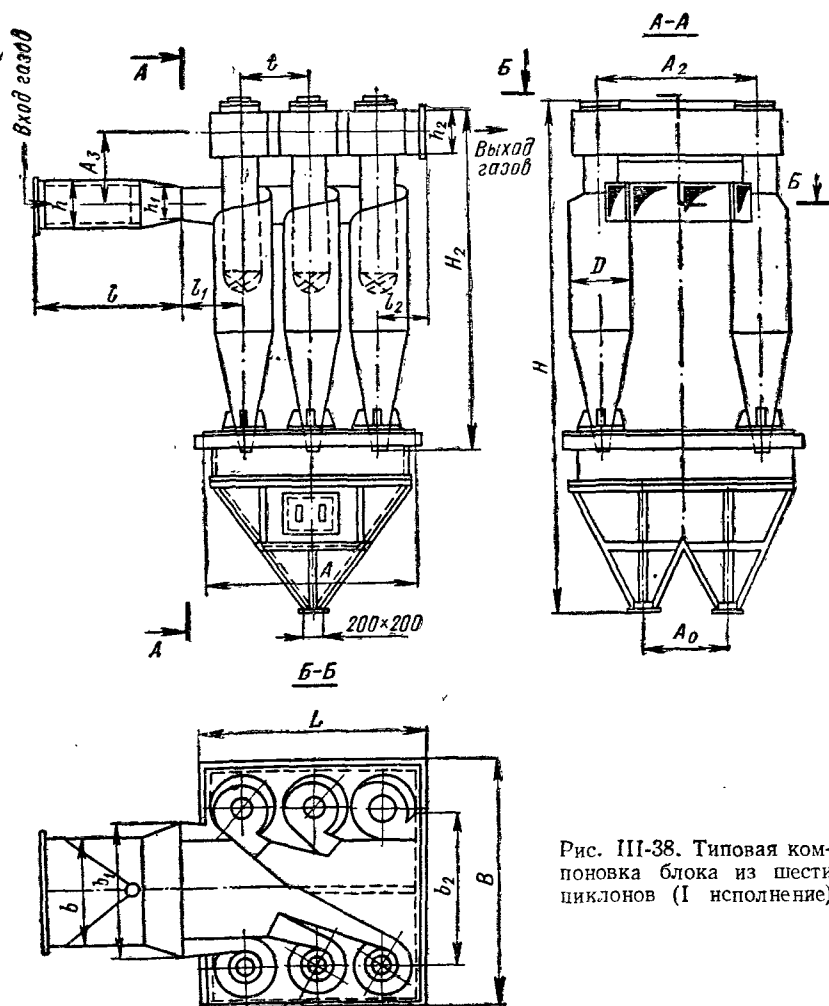
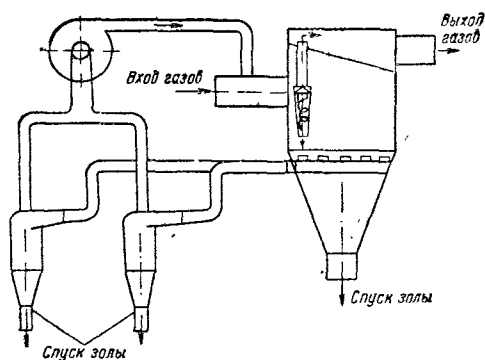


Рис. III-38. Типовая компоновка блока из шести циклонов (I исполнение)

III-40. Применяемые для котлов средней и малой производительности в качестве мокрых золоуловителей центробежные скрубберы ЦС-ВТИ (рис. III-41) выполняются в виде вертикального прямооточного циклона с водяной пленкой, с внутренним диаметром от 0,51 до 1,61 м, с нормальной пропускной

способностью $(4-40) \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$. Размер скруббера выбирается так, чтобы условная скорость в поперечном сечении скруббера была меньше 5 м/сек, а скорость газов на входе в скруббер из условия предотвращения уноса капель не более 22 м/сек, в среднем около 20 м/сек.

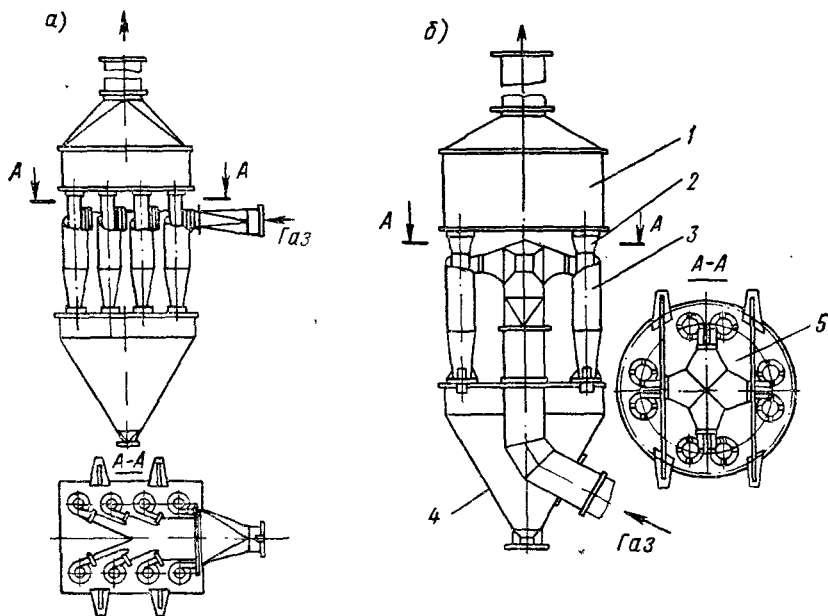


Рис. III-39. Блоки циклонов НИИОГАЗ

1 — сборник чистого газа. 2 — диффузор кольцевой. 3 — циклон. 4 — бункер. 5 — коллектор входа газов

Таблица III-10

Характеристика центробежных скрубберов ЦС-ВТИ

Наружный диаметр D , м	Высота скруббера H (без конуса), мм	Пропускная способность по газам, тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$	Расход воды на орошение, $\text{м}^3/\text{ч}$
0,6	3830	3,96	0,7
0,65	4070	4,86	0,8
0,7	4310	5,76	0,9
0,75	4550	6,66	1,0
0,80	4790	7,75	1,1
0,85	5030	9,00	1,2
0,90	5270	10,25	1,3
0,95	5510	11,50	1,4
1,00	5750	12,78	1,5
1,05	5990	14,40	1,6
1,10	6230	15,80	1,7
1,15	6470	17,45	1,8
1,20	6710	19,0	1,9
1,25	6950	20,8	2,0
1,3	7160	22,6	2,1
1,35	7430	24,6	2,2
1,40	7670	26,6	2,4
1,45	7910	28,8	2,5
1,50	8145	31,0	2,7
1,55	8390	33,1	2,8
1,60	8630	35,4	3,0
1,65	8870	37,8	3,1
1,70	9110	40,3	3,3

Обычно на котел устанавливают по несколько параллельно включенных аппаратов. К. п. д. улавливания пылеугольной золы в центробежных скрубберах ЦС-ВТИ находится на уровне 80—92%, в отдельных случаях доходит до 97%.

Технические характеристики ЦС-ВТИ приведены в табл. III-10.

III-41. В настоящее время основным типом мокрых золоуловителей являются золоуловители с турбулентными коагуляторами Вентури (скрубберы Вентури), состоящие из турбулентного коагулятора трубы Вентури и скруббера-каплеуловителя типа ЦС (рис. III-41) диаметром до 4500 мм. Труба Вентури футеруется изнутри термокислотостойкой плиткой. Газы орошаются в пределах конфузора с углом раскрытия 25—60° или горловины водой, выходящей из центральной форсунки или из периферийных сопел. Диффузор имеет угол раскрытия 6—9°.

Эти золоуловители могут устанавливаться за котлами 120—660 т/ч. При скорости дымовых газов в горловине трубы Вентури 45—85 м/сек и расходе воды на орошение 0,11—0,2 кг на 1 м^3 газов при 0°С и 760 мм рт. ст. степень очистки газов в аппарате составляет 92—97%.

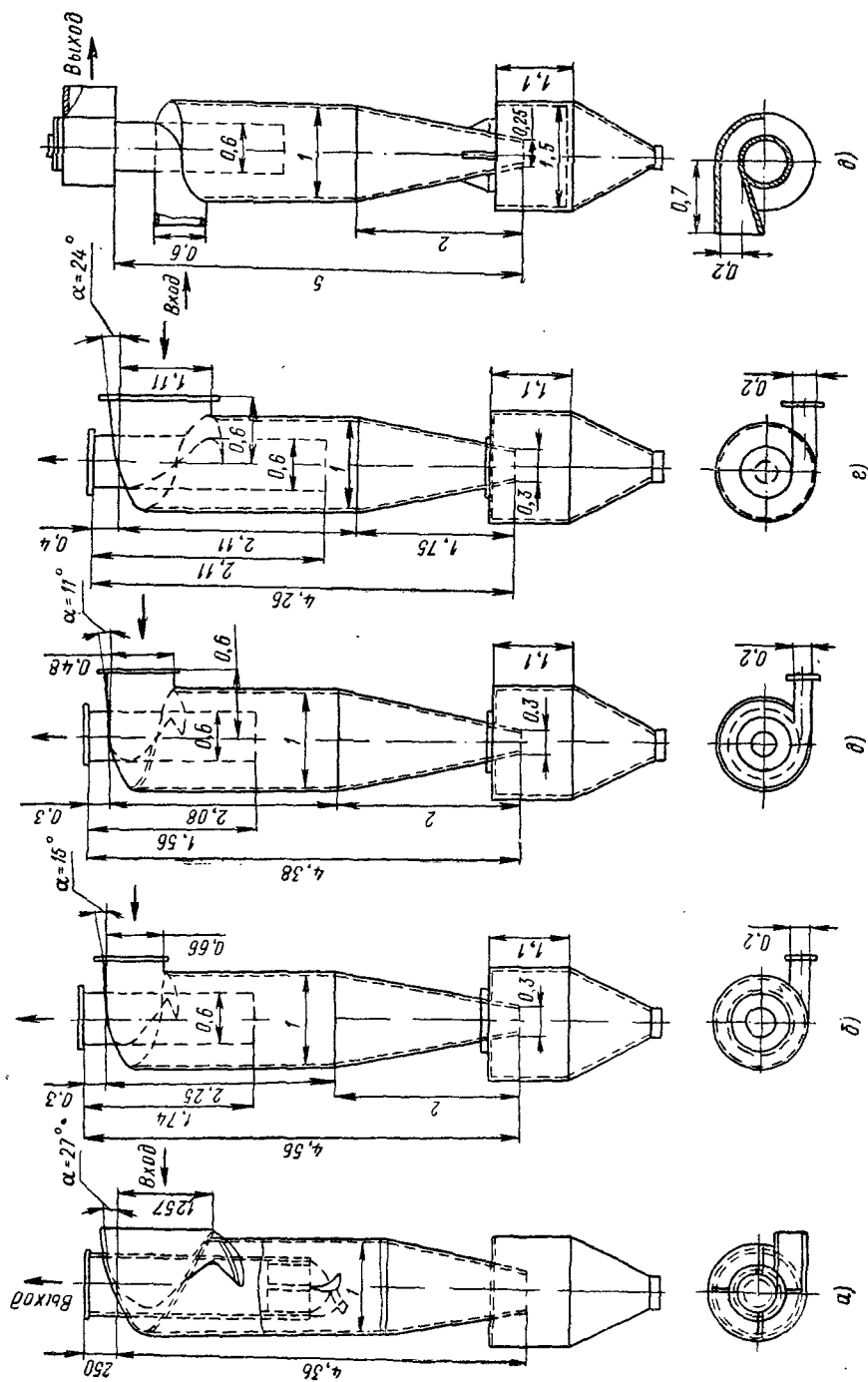


Рис. 111-40. Циклоны: а — ЦМС-27, б — ЦМ-15, в — ЦН-11, г — ЦН-24, д — ЦКТИ
Размеры даны в долях внутренних диаметров циклонов ($D = 1$)

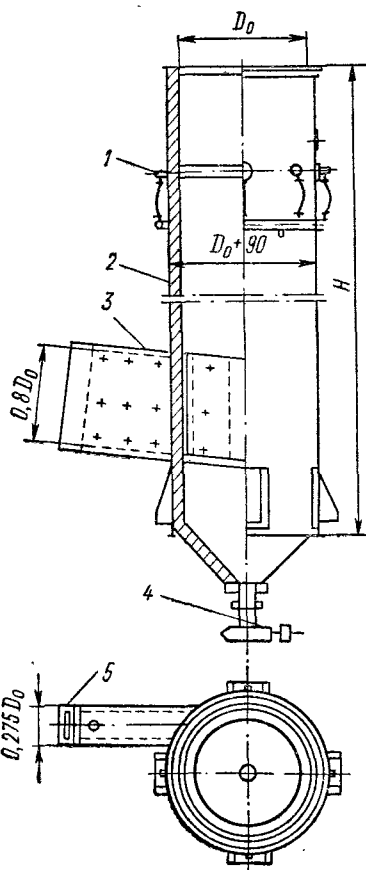


Рис. III-41. Центробежный скруббер ЦС-ВТИ

1 — сопла оросительные, 2 — корпус, 3 — патрубок входной, 4 — аппарат золосмывной типа «ковш-мигалка», 5 — сопла смывные

Некоторые характеристики спроектированных золоуловителей с трубой Вентури (рис. III-42) приведены в табл. III-11.

III-42. Мокрые золоуловители устанавливаются при температурах уходящих газов $\vartheta_{\text{ух}} = 130\text{--}150^\circ \text{C}$. Температуры ниже 130°C недопустимы, так как при них забиваются

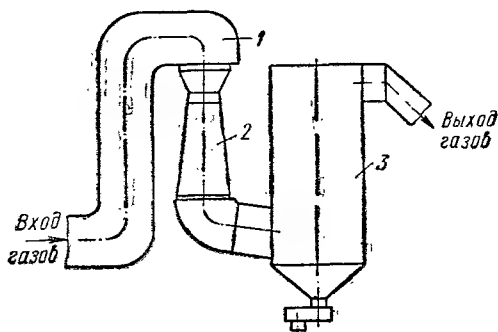


Рис. III-42. Золоуловитель с коагулятором Вентури

1 — место подвода воды к форсунке, 2 — труба Вентури, 3 — скруббер-каплеуловитель

прутковые решетки и образуются отложения золы; верхний предел температур ограничен по условию предупреждения растрескивания облицовочных плиток.

При применении мокрых золоуловителей нельзя устанавливать новые, высокоэкономичные дымососы с загнутыми назад лопатками из-за отложений влажной золы на тыльной стороне рабочих лопаток, приводящих к вынужденным остановкам в результате разбаланса колеса. Дымососы с вперед загнутыми лопатками при установке за мокрыми золоуловителями также работают с пониженной надежностью из-за отложений мокрой золы даже на рабочей стороне лопаток.

Таблица III-11

Характеристики спроектированных мокрых золоуловителей с трубой Вентури

Характеристика	Значение характеристики					
Диаметр скруббера каплеуловителя, мм	2800	3000	3200	3600	4000	4500
Размеры сечения горловины, мм	390 × 1170	430 × 1230	465 × 1395	450 × 1800	500 × 2000	570 × 2280
Пропускная способность скруббера по газам, тыс. м ³ /ч	90	108	125	160	200	250
Скорость в горловине, м/сек	55	54	53,6	55	55,6	53,2
Расход воды на орошение трубы Вентури, т/ч	11	13	15	19,2	24	30
Соппротивление золоуловителя, мм вод. ст.	80—90					
Скорость газов на входе в скруббер-каплеуловитель, м/сек	20					

Приведенная сернистость твердого топлива не должна превышать 1,2%, а содержание свободной щелочи в золе не должно превышать 12%. Не рекомендуется устанавливать мокрые золоуловители в тех случаях, когда жесткость воды превышает 15 мг-экв/л.

При невозможности орошения мокрых золоуловителей осветленной водой золоотвала (по замкнутому циклу) установка их на вновь строящихся станциях не рекомендуется вследствие дефицита пресной воды.

III-Е. ДЫМОВЫЕ ТРУБЫ

III-43. Дымовые трубы могут выполняться железобетонными, металлическими, кирпичными и со стволом из кремнебетона.

Для тепловых электростанций основным типом труб ранее являлись железобетонные с кирпичной футеровкой внутри. На рис. III-43, а представлена железобетонная труба высотой 250 м, установленная за последние годы на ряде электростанций СССР.

В целях повышения надежности труб стали применяться железобетонные дымовые трубы с узким вентилируемым каналом между стволом и футеровкой. Воздух в них подается после подогрева в калориферах. На рис. III-43, б показана такая труба высотой 250 м, выполненная по проекту Теплопроекта. В этой трубе ширина воздушного канала составляет 150 мм. Воздух подается в канал снизу и удаляется через окна, расположенные в верхней части. Возможна как естественная вентиляция воздуха в канале, так и вентиляция под давлением, создаваемым вентилятором, установленным под трубой.

На рис. III-43, в показана схема трубы высотой 320 м с газоотводящим стволом из кремнебетона в железобетонной оболочке.

Для мощных электростанций, работающих на сернистых топливах, применяются многоствольные трубы; они могут быть как металлическими, так и железобетонными. На рис. III-43, г показан один из вариантов конструкции трехствольной дымовой трубы высотой 320 м, обслуживающей 3 блока мощностью по 800 Мвт.

На рис. III-43, д приведен вариант конструкции четырехствольной дымовой трубы высотой 250 м в железобетонной оболочке. Многоствольная дымовая труба может применяться как для ГРЭС, так и для ТЭЦ большой мощности. В случае установки многоствольной дымовой трубы на ТЭЦ энергетические и пиковые котлы могут подключаться на газоотводящие стволы группами: пиковые котлы подключаются либо на отдельный газоотводящий ствол, либо совместно с энергетическими. Выбор схемы включения определяется технико-экономическим анализом.

Диаметры коколей газоотводящих стволов в месте подвода примыкающих газоходов должны быть в 1,4 раза больше, чем диаметры стволов. Ось коколя сдвигается относительно оси газоотводящего ствола.

III-44. Высота трубы при искусственной тяге выбирается по условиям отвода газов и рассеивания содержащихся в них SO₂,

NO₂, летучей золы и других вредных выбросов¹.

Расчет высоты дымовых труб (в м) производится по формуле:

$$h_{\text{трб}} = p_n \sqrt{\frac{mAMF}{(\text{ПДК}) - C_f}} \sqrt[3]{\frac{z}{V\delta t}}, \quad (\text{III-3})$$

где A — коэффициент, зависящий от температурной стратификации (слоистого строения) атмосферы, $\text{сек}^2/3 \cdot \text{град}^{1/3}$ (для Средней Азии, Казахстана, Нижнего Поволжья, Кавказа, Сибири, Дальнего Востока $A = 200$; для Севера, Северо-Запада Европейской территории СССР, Среднего Поволжья, Урала и Украины $A = 160$; для Центральной части Европейской территории СССР $A = 120$); V — суммарный объем дымовых газов, выбрасываемых из всех труб станции, $\text{м}^3/\text{сек}$; z — число труб на электростанции (если трубы и выбросы из них одинаковы); δt — разность температур выбрасываемых газов и воздуха (последняя принимается по средней температуре летних месяцев в дневные часы); m — коэффициент, учитывающий условия выхода из устья трубы; значения коэффициента m принимаются в зависимости от ω_0 :

$\omega_0, \text{м/сек}$	10—15	20—25	30—35
m	1,0	0,9	0,8

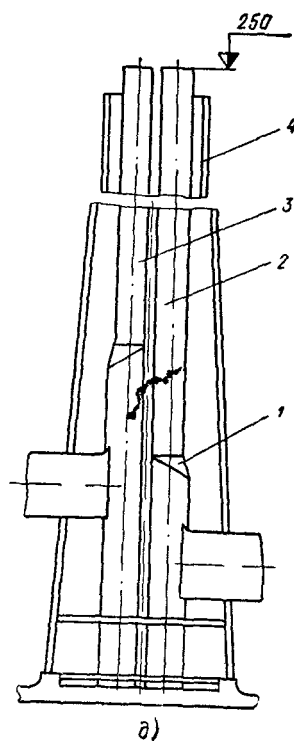
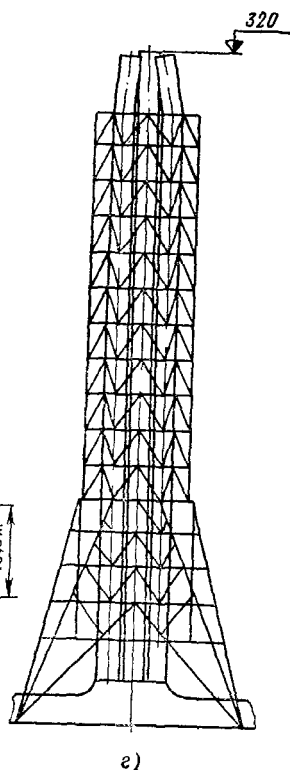
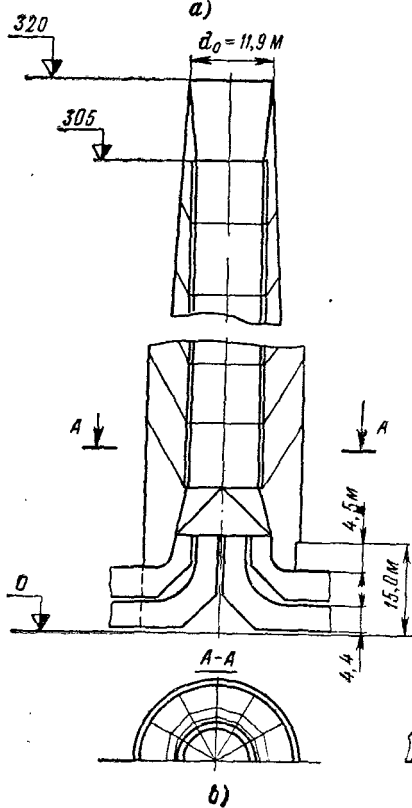
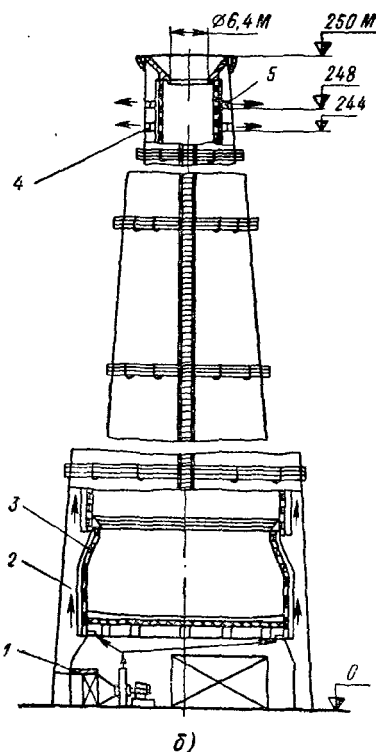
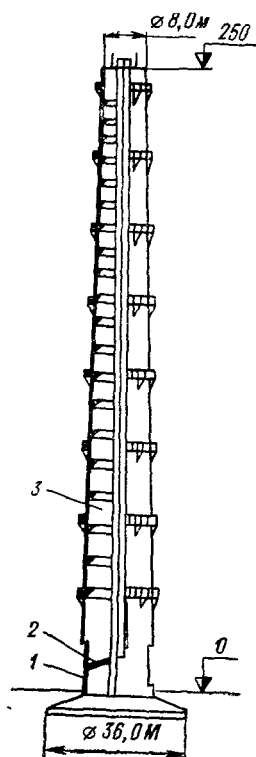
(ПДК) — предельно допустимая концентрация в атмосфере SO₂ или золы; согласно санитарным нормам (ПДК) установлена равной 0,5 мг/м³; C_f — фоновая концентрация SO₂ или золы; значение C_f устанавливается органами санитинспекции района; F — безразмерный коэффициент, учитывающий влияние скорости осаждения примеси в атмосфере; для газообразных веществ (сернистый ангидрид, NO₂ и т. п.) и мелкодисперсных аэрозолей, скорость упорядоченного оседания которых практически равна нулю, $F_{\text{SO}_2} = 1$, для летучей золы обычно $F_z = 2$, а при среднем эксплуатационном коэффициенте золоулавливания, меньшем 90%, $F_z = 2,5$; при коэффициенте, меньшем 75%, $F_z = 3,0$; M — выброс SO₂ или золы из всех труб станции, г/сек.

В формулу подставляется наибольшее значение расчетного содержания (в г/сек) вредной примеси (сернистого ангидрида M_{SO_2} или летучей золы $F_z M_z$):

$$M_{\text{SO}_2} = 5,56 S^{\text{PB}} (1 - \eta'_{\text{SO}_2}) \approx 396 S^{\text{PN}} (1 - \eta'_{\text{SO}_2});$$

$$M_z = 2,78 \left(A^{\text{P}} + q_4 \frac{q_{\text{H}}^{\text{P}}}{8100} \right) B a_{\text{уn}} (1 - \eta_{\text{зу}}) \approx 19,5 b (A^{\text{П}} + 0,123 q_4) a_{\text{уn}} (1 - \eta_{\text{зу}}) N,$$

¹ Ввиду отсутствия установившейся методики рекомендации для определения выбросов NO₂ не приводятся.



где A^P , S^P — содержание золы и серы на рабочую массу топлива, %; B — расход рабочего топлива на электростанции, т/ч; η_{SO_2} — доля SO_2 , улавливаемая летучей золой в газоходах котла; ориентировочные значения η_{SO_2} принимаются в зависимости от вида топлива:

Топливо	Канско-ачинские угли	Экибастузский уголь	Сланцы	
η_{SO_2}	0,2	0,02	0,5	
	Торф	Остальные твердые топлива	Мазут	Газ
	0,15	0,1	0,02	0

q_4 — механический недожог, %; Q_n^P — низшая теплота сгорания, ккал/кг; $a_{ун}$ — доля золы, уносимая из котла; $\eta_{зу}$ — степень улавливания золы в золоуловителе; $A^П$, $S^П$ — приведенные зольность и серосодержание топлива, (проц. кг)/ 10^3 ккал; b — удельный расход условного топлива брутто, кг/(квт. ч); N — полная мощность электростанции, квт.

Для большинства отечественных топлив определяющей величиной при расчете высоты дымовых труб является серосодержание, поскольку выброс золы может быть при современных способах золоулавливания заметно уменьшен. p_n — поправочный коэффициент для расчета многоствольных труб, зависящий от числа стволов в трубе n , отношения расстояния между ближайшими стволами на выходе t к диаметру ствола d_0 (на выходе) и от угла наклона выходного участка ствола к вертикальной оси α . Значения коэффициента p_n принимаются по табл. III-12; при $n = 1$ $p_n = 1,0$.

Для дымовых труб с числом стволов более четырех множитель p_n определяется по выражению:

$$p_n = \frac{1}{\sqrt[3]{1 - 2 \left(1 - \frac{1}{p_1^3}\right) \left(1 - \frac{1}{V^n}\right)}},$$

где n — число стволов в многоствольной трубе ($n > 4$); p_1 — коэффициент, принимаемый из табл. III-12 для четырехствольной трубы.

Окончательно выбор высоты труб должен быть увязан с действующими санитарными нормами.

III-45. Для производственных, производственно-отопительных и отопительных ко-

Таблица III-12

Коэффициент p_n

α	Трехствольная труба ($n = 3$)			Четырехствольная труба ($n = 4$)			
	t/d_0						
	не более 1,2	1,5	1,8	не более 1,3	1,6	2,0	2,4
0°	1	1,12	1,14	1,0	1,04	1,10	1,16
8°	1,02	1,13	1,2	1,0	1,06	1,04	—
16°	1	1	1	1,0	1,02	1,04	1,10

тельных применяют металлические, кирпичные и железобетонные с внутренней футеровкой дымовые трубы.

Высоту дымовых труб котельных, проектируемых по СНиП II-Г.9-65 для работы на твердом топливе и мазуте и оборудуемых установками для очистки дымовых газов от золы со степенью улавливания 85—90%, следует принимать по данным табл. III-13

Таблица III-13

Высота дымовых труб, м, котельных по СНиП II-Г.9-65

Расход топлива, т/ч	Высота, м, при			
	$A^П < 5$, $S^П < 0,3$	$A^П < 5$, $S^П \geq 0,3$	$A^П \geq 5$, $S^П < 0,3$	$A^П \geq 5$, $S^П \geq 0,3$
До 1	20	20	20	20
Более 1 до 5	30	30	30	30
Более 5 до 10	30	30	45	45
Более 10 до 15	30	30 *	45	45 **
Более 15	30 ***	30 ***	45 ****	45 ****

* Указана минимальная допустимая высота трубы; если в радиусе 200 м от котельной имеются здания высотой более 15 м, она принимается 45 м. Расчетная высота определяется по методике, изложенной в п. III-44, по условию обеспечения ПДК сернистого ангидрида.

** Указана минимальная допустимая высота трубы. Расчетная высота определяется согласно сноске *.

*** Указана минимальная высота трубы; если в радиусе 200 м от котельной имеются здания высотой более 15 м, она принимается 45 м. Расчетная высота определяется согласно сноске *, но должны обеспечиваться ПДК золы и сернистого ангидрида.

**** Указана минимальная высота трубы. Расчетная высота определяется согласно сноске ***.

Рис. III-43. Дымовые трубы: а — труба железобетонная высотой 250 м, с диаметром устья 8 м

1 — цоколь, 2 — пандус, 3 — ствол

б — труба железобетонная высотой 250 м с узким вентилируемым каналом

1 — калориферы, 2 — железобетонный ствол, 3 — футеровка, 4, 5 — вентиляционные окна

в — труба железобетонная высотой 320 м с газоотводящим стволом из кремнебетона, г — труба трехствольная в металлической башне высотой 320 м, д — труба четырехствольная высотой 250 м

1 — цоколь, 2, 3 — газоотводящие стволы, 4 — железобетонная оболочка

в зависимости от приведенной зольности $A^п$ и приведенной сернистости $S^п$, а также от максимального расхода топлива в котельной.

Для котельных, работающих на природном газе, высоту дымовых труб надлежит выбирать по конструктивным соображениям, но не менее 20 м.

Количество дымовых труб согласно СН-350—66 должно быть минимальным: для котельной, как правило, должна проектироваться одна (общая для всех устанавливаемых котлов) дымовая труба. Устройство нескольких дымовых труб или индивидуальной

Возможность увеличения скорости выхода газов из кирпичных и железобетонных труб, особенно из труб без вентилируемых каналов между стволом и футеровкой, ограничивается условием предупреждения избыточного давления внутри трубы в любом ее сечении.

Возможность появления избыточного статического давления в дымовой трубе характеризуется критерием

$$R = \frac{(\lambda + 8i) h_{дк}}{d_k \Delta p_g} \quad (III-4)$$

а)

Высота труб, м	Диаметр на выходе d_0 , м														Испол- нение
	0,75	0,90	1,05	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	3,0	3,6	4,2	4,8	6,0	7,2	9,6
20															
25															
30															
35															
40															
45															
50															
60															
70															
80															
90															
100															
120															
150															
200															
250															
300															

б)

Высота труб, м	Диаметр на выходе d_0 , м				Растяжки	
	0,4	0,5	0,63	0,8	Количе- ство, число присов	Радиус от центра трубы, м
21,4					3:1	1,0
21,6					3:1	1,0
23,3					3:1	1,0
31,8					6:2	1,6
32,0					6:2	1,6
33,8					3:1	1,6
44,2					6:2	2,2

дымовых труб: а — кирпичные и железобетонные, б — металлические
1 — кирпичные или монолитные железобетонные, 2 — монолитные железобетонные

для каждого котла трубы допускается лишь при соответствующем обосновании. Дымовые трубы должны выполняться кирпичными или железобетонными. Металлические трубы следует применять диаметром не более 0,8—1,0 м. Применение металлических дымовых труб диаметром более 1,0 м допускается только при обосновании их технико-экономической целесообразности. Типоразмеры кирпичных и железобетонных труб унифицированы Теплопроект, а металлических — Моспроект; они принимаются по рис. III-44.

По условиям производства строительных и других работ диаметр устья кирпичных и железобетонных труб должен быть не менее 0,75 м.

III-46. Скорость газов на выходе из дымовой трубы так же, как и высота трубы, определяет условия рассеивания газов и летучей золы в районе расположения котельной. Максимальная концентрация вредных газов и уносимой золы в районе уменьшается с увеличением высоты трубы и выходной скорости газов. Поэтому скорость газов на выходе из трубы должна по возможности увязываться с условиями обеспечения допустимой концентрации вредных примесей при принятой высоте труб.

Если для верхнего участка трубы, имеющего постоянный уклон (участки различаются уклоном — схема на рис. III-45), критерий $R_0 \leq 1$, то вся труба находится под разрежением. Если $R_0 > 1$, то в трубе имеет место избыточное статическое давление. Чтобы выяснить, на каком участке лежит максимум, необходимо определить R на ниже лежащих участках постоянного уклона. Если $R_1 < 1$ (номера участков см. на рис. III-45), то максимум лежит на нулевом (верхнем) участке трубы, и его значение определяется по формуле:

$$\psi_m = \frac{\Delta h_{ст}^m}{h_{д0}} = M_0 \left(1 + \frac{\lambda}{8i_0} \right). \quad (III-5)$$

В формулах (III-4) и (III-5) $h_{ст}^m$ — максимальное статическое давление в газоотводящем стволе, мм вод. ст.; $h_{д0}$ — динамическое давление на выходе из трубы, мм вод. ст.; $M_0 = f(R_0)$ — коэффициент статического давления для нулевого участка, определяется по рис. III-45; λ — коэффициент потерь на трение в газоотводящем стволе, принимается по п. 2-44; i — уклон внутренней стенки газоотводящего ствола на соответствующем

участке трубы; d_k — выходной диаметр рассматриваемого участка трубы, м; $g = 9,81$ (кгс·сек²)/м⁴; $h_{dk} = \frac{w_k^2}{2} \rho_r$ — динамическое давление потока газов на выходе из рассматриваемого участка, мм вод. ст.; $\Delta p = \rho_v - \rho_r$ — разность плотностей окружающего воздуха и дымовых газов, (кгс·сек²)/м⁴. Значение Δp принимается при температуре окружающего воздуха t_v , средней за наиболее теплый летний месяц; при

лами постоянного сечения менее вероятно, чем в конических трубах. Возможность возникновения в них избыточного давления проверяется по критерию R_0 , который принимает вид:

$$R_0 = \frac{\lambda l_{d_0}}{\Delta p g d_0}. \quad (\text{III-4a})$$

Для газоотводящих стволов постоянного сечения критерий R_0 обычно меньше единицы. Если все же $R_0 > 1$, то это свидетельствует

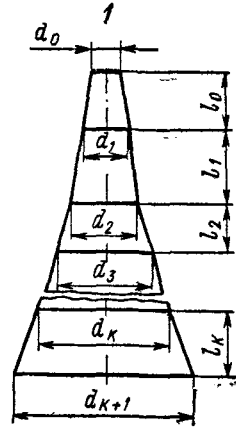
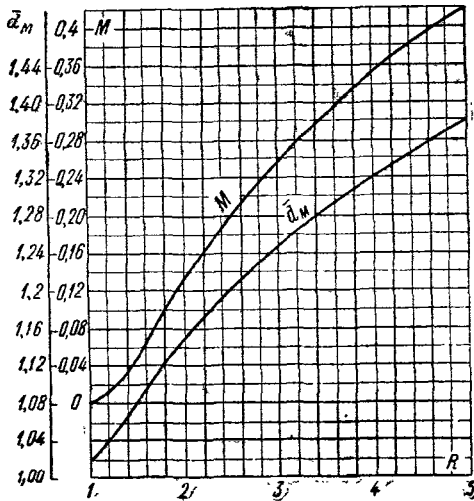


Рис. III-45. Зависимость M и $\bar{d}_m$ от R

1 — схема трубы с переменным по высоте уклоном

отсутствии специальных указаний принимается $t_v = 20^\circ \text{C}$; V — секундный расход газов в газоотводящем стволе при полной нагрузке, м³/сек.

Максимум статического давления располагается в сечении нулевого участка диаметром

$$d_{0m} = d_0 \bar{d}_{0m} = d_0 R^{0,2},$$

где $\bar{d}_{0m} = d_m/d_0$ находится по рис. III-45. При $R_1 > 1$ и $R_2 < 1$ максимум статического давления лежит на участке 1; он определяется по выражению:

$$\psi_m = \left(1 + \frac{\lambda}{8i_0}\right) \left(1 - \frac{1}{\bar{d}_1^4}\right) - \frac{\Delta p g l_0}{h_{d_0}} + \left(1 + \frac{\lambda}{8i_1}\right) \frac{M_1}{\bar{d}_1^4}, \quad (\text{III-5a})$$

где $\bar{d}_1 = d_1/d_0$; M_1 — коэффициент статического давления для участка 1, определяется по рис. III-45.

Диаметр сечения, где находится максимум, $d_{m1} = d_1 \bar{d}_{m1}$.

Если $R_2 > 1$ и $R_3 < 1$ (что маловероятно), то максимум статического давления расположен на участке 2.

Появление избыточного статического давления в трубах с газоотводящими кана-

о том, что весь ствол находится под избыточным давлением с максимумом:

$$\psi = \lambda \bar{l}_{tr} \left(1 - \frac{1}{R_0}\right), \quad (\text{III-5б})$$

где $\bar{l}_{tr} = l_{tr}/d_0$.

Если сечение цокольной части газоотводящего ствола заметно больше сечения собственно ствола, в нем может иметь место избыточное давление. Это произойдет при условии

$$R_0 > \frac{\lambda \bar{l}_{ц}}{1 + \lambda \bar{l}_{ц} - 1/\bar{d}_{ц}^4}, \quad (\text{III-4б})$$

где $\bar{l}_{ц} = l_{ц}/d_0$ — относительная высота ствола от цоколя до устья; $\bar{d}_{ц} = d_{ц}/d_0$ — относительный диаметр цоколя.

При этом максимум избыточного давления находится на верхней отметке цоколя и равен

$$\psi_m = 1 - \frac{1}{\bar{d}_{ц}^4} + \lambda \bar{l}_{ц} \left(1 - \frac{1}{R_0}\right). \quad (\text{III-5в})$$

Если в трубе на отметке ввода внешних газоходов имеет место избыточное давление, то эти газоходы также окажутся под давлением. Статическое давление в газоходах при

вводе их в дымовую трубу определяется по формуле:

$$h_{\text{сгр}} = h_{\text{до}} + \Delta h_{\text{тр}} - \Delta p g l_{\text{г}} + \Delta h_{\text{вх}} - h_{\text{дг}},$$

где $\Delta h_{\text{тр}}$ — потери на трение в трубе на участке $l_{\text{г}}$, м (от ввода газоходов до выхода газов в атмосферу), мм вод. ст.; $\Delta h_{\text{вх}}$ — потеря давления при входе газов в дымовую трубу, мм вод. ст.; $h_{\text{дг}}$ — динамическое

из нее диффузор (см. п. III-47). Установка диффузора может оказаться целесообразной также для предупреждения появления избыточного давления в неметаллических газоходах на участке между дымососом и трубой.

Экономические скорости газов на выходе из труб котлов средней и большой мощности — одноствольных железобетонных с вентилируемым зазором и трехствольных с металлическими стволами — определяются

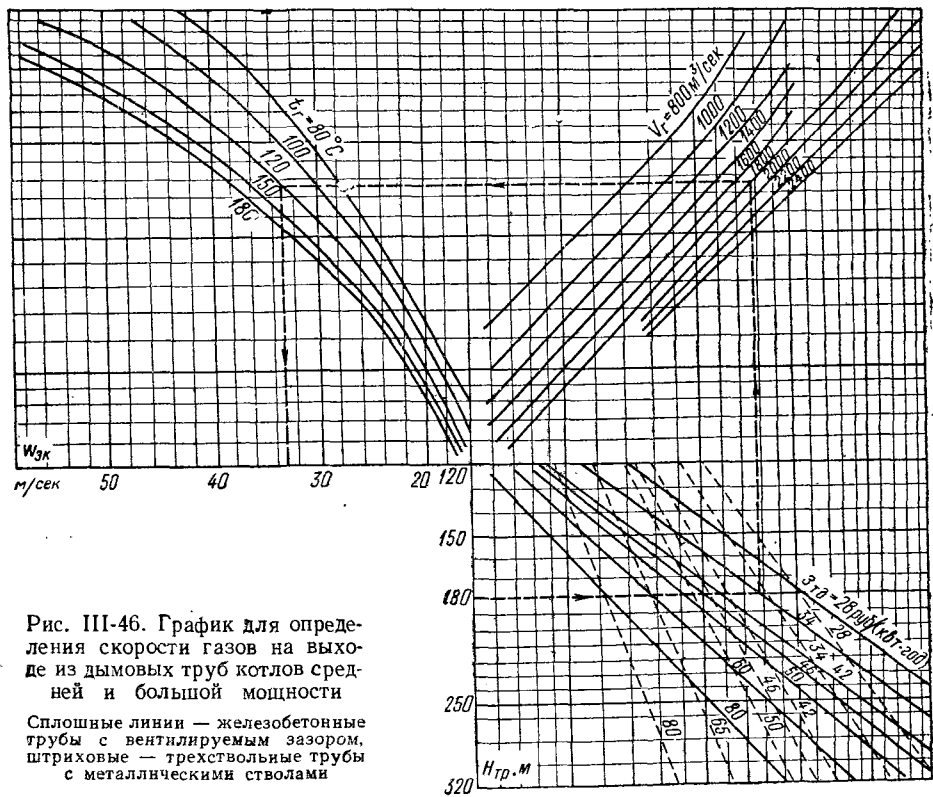


Рис. III-46. График для определения скорости газов на выходе из дымовых труб котлов средней и большой мощности

Сплошные линии — железобетонные трубы с вентилируемым зазором, штриховые — трехствольные трубы с металлическими стволами

давление газов в газоходах при вводе их в дымовую трубу, мм вод. ст.

Для того чтобы по всей длине внешних газоходов отсутствовало избыточное давление, гидравлические потери в них $\Delta h_{\text{г}}$ должны быть меньше абсолютной величины разрежения при вводе в трубу:

$$\Delta h_{\text{г}} < |h_{\text{сг}}|.$$

Обычно по экономическим соображениям принимается скорость, при которой в трубе имеет место избыточное давление. В этом случае следует устанавливать трубы с металлическими стволами или трубы по схеме на рис. III-43, б с противодавлением воздуха в зазоре, превышающим давление в стволе.

В тех случаях, когда скорость выхода из трубы чрезмерно высока и превышает необходимую по условно рассеивания газов и золы, для уменьшения статического давления в трубе может устанавливаться на выходе

по рис. III-46 в зависимости от $H_{\text{тр}}$ (высота трубы в метрах), $\vartheta_{\text{гд}}$ [годовые затраты на 1 кВт мощности тягодутьевой установки, расходуемой на перемещение газов, в руб/(квт·год)], $V_{\text{г}}$ (суммарный расход газов через трубу в м³/сек) и $t_{\text{г}}$ (температура газов в °C);

$$z_{\text{гд}} = [n\mu^2 Z_{\text{эн}} + (E_{\text{в}} + p'_{\text{а}}) K_{\text{дв}} \beta] / \eta_{\text{гд}},$$

где n — число часов работы котла в год; μ — средний коэффициент нагрузки котла; $Z_{\text{эн}}$ — замыкающие затраты на электроэнергию, руб/(квт·ч); $E_{\text{в}}$ — нормативный коэффициент эффективности; $p'_{\text{а}}$ — величина амортизационных отчислений на тягодутьевые машины; $K_{\text{дв}}$ — удельные капиталовложения на приращение мощности тягодутьевых машин, руб/квт; β — произведение нормативных коэффициентов запаса по расходу, давлению тягодутьевых машин и мощности

их двигателей; $\eta_{\text{тд}}$ — к. п. д. тягодутьевой установки, включая двигатели.

При значении $\mu \text{м}^2 = 5000$ значение $v_{\text{тд}}$ равно примерно 80 руб/(квт·год) при $3_{\text{эн}} = 12$ руб/(квт·ч) и примерно 50 руб/(квт·год) при $3_{\text{эн}} = 8$ руб/(квт·ч). Так как значения $\mu \text{м}^2$ и $3_{\text{эн}}$ в основном определяют величину

Таблица III-14

Ориентировочно рекомендуемые скорости газов на выходе из больших дымовых труб

Высота трубы, м	Рекомендуемая скорость, м/сек
320	30—40
250	25—35
150—180	20—30

$v_{\text{тд}}$, ее можно принимать приближенно пропорциональной произведению $\mu \text{м}^2 3_{\text{эн}}$.

Экономическая скорость на выходе из одностовных труб без вентилируемого зазора принимается на 5—7% меньше, чем для труб с зазором.

По рис. III-46 значения экономических скоростей определяются для средних ветро-

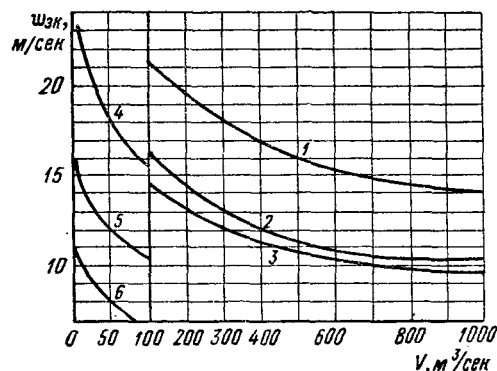


Рис. III-47. Экономические скорости дымовых газов на выходе из кирпичных и железобетонных труб установок средней и малой мощности

Трубы установок средней мощности: 1 — $H = 120$ м; 2 — $H = 100$ м; 3 — $H = 60$ —80 м; трубы установок малой мощности, отопительных и промышленных, включенных в энергосистему; 4 — $H = 60$ м; 5 — $H = 30$ —45 м; то же промышленные, не включенных в энергосистему: 5 — $H = 60$ м, 6 — $H = 30$ —45 м

вых условий. При установке трубы в I или IV ветровом районе экономическая скорость соответственно уменьшается или увеличивается на 3—5%.

Ориентировочно рекомендуемые с учетом экономических соображений значения скоростей газов на выходе из труб котлов большой мощности приведены в табл. III-14. Большие значения принимаются для районов с дешевым топливом.

Порядок значений экономической скорости газов на выходе из кирпичных и железобетонных труб котлов относительно небольшой мощности может оцениваться по рис. III-47. На рисунке приведены значения скорости $w_{\text{эк}}$, соответствующие минимуму суммарных затрат. При выборе расчетной скорости следует учитывать, что при превышении значений $w_{\text{эк}}$ на 30% затраты не более чем на 3% превышают минимум затрат.

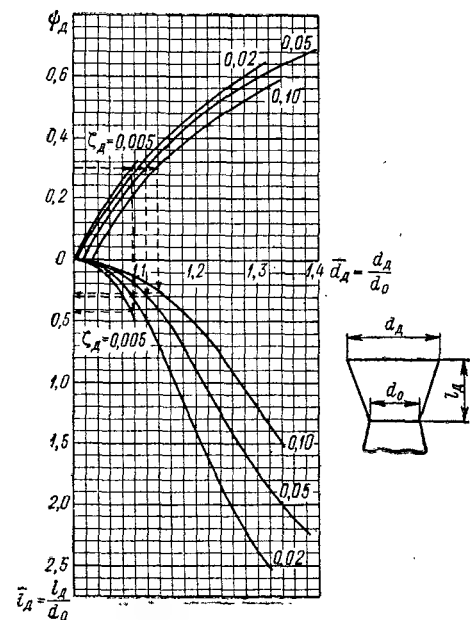


Рис. III-48. График для выбора диффузоров дымовых труб

Кривые на рис. III-47 позволяют оценивать экономическую скорость газов на выходе из трубы для различных установок. Для отопительных и промышленных установок, включенных в энергосистему, значения $w_{\text{эк}}$ практически совпадают, хотя числа часов использования различаются более чем в 1,5 раза. Для невключенных в энергосистему промышленных установок, на которых себестоимость электроэнергии, расходуемой на преодоление сопротивления трубы, высока (в расчетах принята стоимость 2 коп/(квт·ч) вместо 0,6 коп/(квт·ч) для включенных в систему установок малой мощности), значения $w_{\text{эк}}$ заметно снижаются.

Скорости газов на выходе из металлических дымовых труб небольших котлов при искусственной тяге принимаются: для труб высотой больше 20 м примерно 15 м/сек; для труб высотой до 20 м примерно 12 м/сек.

Скорость газов на выходе из дымовой трубы при естественной тяге принимается не менее 6—10 м/сек для предупреждения значительного задувания при пониженных нагрузках.

III-47. Геометрические характеристики диффузора, который должен быть установлен

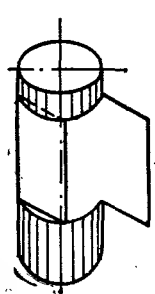


Рис. III-49. Схемы выполнения цокольной части дымовых труб: *а* — формы сечения входа в железобетонные и кирпичные трубы, *б* — то же, только для кирпичных труб, *в* — цоколь с двусторонним подводом газоходов, *г* — цоколь с подводом одиночного газохода, *д* — подвод газов в металлический газоотводящий ствол, *е* — двухъярусный цоколь металлического газоотводящего ствола при одностороннем расположении газоходов, *ж* — то же с разъединительной перегородкой, *з* — трехъярусный цоколь металлического газоотводящего ствола при одностороннем расположении газоходов, *и* — цоколь с «разведенными створками» с подводом одиночного газохода (проекции и вид в аксонометрии)

на трубе для предупреждения появления в ней избыточного статического давления, выбираются следующим образом.

Минимальное разрежение, создаваемое диффузором, должно быть равно по абсолютному значению максимальному избыточному статическому давлению в трубе, определя-

Потери в диффузоре (в мм вод. ст.) определяются по формуле:

$$\Delta h_d = \zeta_d h_d$$

и добавляются к общему сопротивлению трубы; соответственно уточняются величины Ψ_m и Ψ_d .

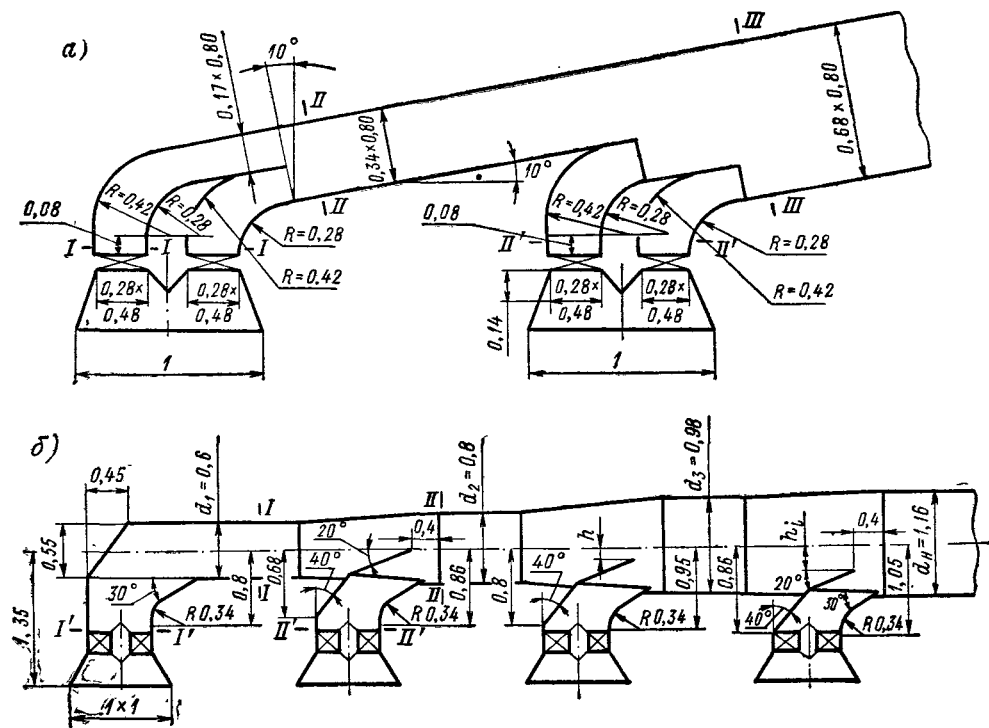


Рис. III-50. Рекомендуемые схемы газоходов от пиковых котлов к дымовой трубе: а — газоходы прямоугольного сечения

Коэффициенты сопротивления $\zeta_{I-II} = 0,25$; $\zeta_{II-III} = 0,1$; $\zeta_{II'-III} = 0,25$ и т. д.

б — газоходы круглого сечения

Коэффициенты сопротивления $\zeta_{I'-I} = 0,33$; $\zeta_{I-II} = 0,1$; $\zeta_{II'-II} = 0,31$ и т. д. Оптимальное расстояние перегородки от оси в зависимости от числа потоков z , проходящих через сечение (d — диаметр концевой сечения участка):

$\frac{z}{h/d}$	2	3	4
	0,067	0,19	0,34

Коэффициенты сопротивления относятся к динамическим давлениям в концах участков. Размеры даны в долях стороны или диаметра сечения выходного газохода котла

мому по п. III-46, с некоторым запасом:

$$\Psi_d = 1,1 \Psi_m$$

По графику на рис. III-48 выбирается диффузор минимальной длины, который обеспечивает требуемое Ψ_d и имеет наименьший коэффициент сопротивления.

Если по каким-либо причинам установить такой диффузор нельзя, то можно применить более короткий, обеспечивающий то же значение Ψ_d , но при большем коэффициенте сопротивления.

Соответственно принятому значению ζ_d определяются по графику на рис. III-48 относительные геометрические характеристики диффузора $\bar{l}_d$, $\bar{d}_d$ и находятся его длина $l_d = \bar{l}_d d_0$ и выходной диаметр $d_d = \bar{d}_d d_0$.

Установка диффузора, выбранного по приведенной методике, обеспечивает движение газов без отрыва потока; при этом высота дымовой трубы и приземная концентрация вредной примеси рассчитываются по скорости выхода газов из диффузора. Использовать диффузоры с отрывом потока не сле-

дует, так как при той же относительной длине внутренние потери у них больше, величина Φ_d меньше, течение потока неустойчивее, подъем дымового факела меньше, а приземная концентрация примесей больше.

III-48. Формы сечения входа в кирпичные и железобетонные трубы показаны на рис. III-49. На этом рисунке показаны также рекомендуемые схемы подвода газов к трубам, разработанные с учетом требований снижения сопротивления и уменьшения золовых отложений.

При двустороннем вводе (схема *в*) в трубе устанавливается вертикальная перегородка, ориентированная под 45° к оси газохода, и с каждой стороны ее выполняются наклонные пандусы. Одиночный ввод дымовых газов в трубу показан на рис. III-49, *г*. Односторонний ввод нескольких газоходов в дымовую трубу нежелателен, так как потери давления вследствие меньших сечений окон и, следовательно, больших скоростей газов оказываются по абсолютной величине больше, чем при двустороннем вводе.

Для газоотводящих стволов многоствольных дымовых труб применяются одно-, двух- и трехъярусные цоколи (рис. III-49, *д*, *е*, *ж*, *з*) с односторонним вводом газоходов.

При выборе скоростей во внешних (подводящих к трубе) кирпичных и железобетонных газоходах следует учитывать указания пп. III-10 и III-11. Кроме того, следует исходить из положения, что, хотя предупреждение избыточного давления в этих газоходах и не обязательно, но оно существенно облегчает конструкцию, уменьшает опасность утечки газов; из-за опасности утечки прокладка таких газоходов в помещении вообще недопустима.

III-49. Пиковые теплофикационные котлы обычно работают на естественной тяге. Необходимая самотяга обеспечивается дымовыми трубами по одному из следующих вариантов: индивидуальными стальными трубами от каждого пикового котла, общей железобетонной или кирпичной трубой или стволом многоствольной трубы на все пиковые котлы, присоединением группы пиковых котлов к трубе или стволу многоствольной трубы энергетических котлов. Наибольшее распространение получила установка общей трубы на несколько пиковых котлов. Обычно высота дымовой трубы для пиковых котлов 120 м, и лишь в отдельных случаях могут устанавливаться трубы высотой 150 м. Высота многоствольных труб ТЭЦ достигает 250 м. Для подачи к общей трубе газы на выходе из пиковых котлов объединяются с помощью металлического сборного газохода. Разработаны типовые конструкции газоходов пиковых котлов.

На рис. III-50, *а* представлен сборный газоход пиковых котлов прямоугольного сечения, на рис. III-50, *б* такой же газоход круглого сечения. Размеры на этих рисунках даны в долях от сторон сечения индивидуального газохода. При соблюдении указанных соотношений размеров для расчета

принимаются коэффициенты сопротивления, приведенные в подпсах к рисункам. Ввод сборных газоходов в дымовые трубы обычно осуществляется на отметке 20 м и выше.

В случае работы пиковых котлов на отдельную дымовую трубу сопряжение газоходов с трубой выполняется по схемам, приведенным на рис. III-49, *в—и*.

III-Ж. ТИПОРАЗМЕРЫ И ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ДАННЫЕ ДУТЬЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ И ДЫМОСОСОВ

III-50. Выпуск настоящего издания Нормативного метода аэродинамического расчета совпал с пересмотром парка серийно выпускаемых энергомашиностроительными заводами тягодутьевых машин главным образом для котлов паропроизводительностью от 2,5 до 230 м/ч. Снимаются с производства машины устаревших типов, уступающие по своим технико-экономическим показателям современному уровню вентиляторостроения, и осваиваются в производстве машины новых типов. Так, уже прекращено производство дутьевых вентиляторов 0,7-37, выпускавшихся с 1954 г.; поэтому данные по ним не приводятся.

Дымососы 0,7-37 заменяются машинами типов 0,55-40-1 и 0,62-40. Поскольку переходный период займет несколько лет, целесообразно сохранить в настоящем издании Нормативного метода данные по дымососам 0,7-37. omещаются также материалы по новым дымососам; однако ввиду отсутствия данных испытаний натурных машин всех типоразмеров и возможного уточнения конструктивных размеров в процессе освоения новых машин их следует рассматривать как справочные.

Окончательный выбор машин следует производить на основании характеристик, габаритных и присоединительных размеров, опубликованных в официальных каталогах, в частности в каталоге-справочнике «Дымососы и вентиляторы» 18.5.74 НИИИНФОРМ-ТЯЖМАШ, М., 1974 г. Это же относится и ко всем остальным машинам — осевым дымососам, дутьевым вентиляторам и т. д.

В табл. II-15 приведена номенклатура тягодутьевых машин, данные по которым помещены в настоящем издании Нормативного метода.

III-51. Серия дымососов с вперед загнутыми лопатками типа 0,7-37 состоит из семи типоразмеров машин одностороннего всасывания (Д) и трех типоразмеров машин двустороннего всасывания (Дх2). Дымососы одностороннего всасывания выпускаются комплектно с осевым направляющим аппаратом, а двустороннего всасывания — с всасывающими карманами и упрощенными направляющими аппаратами.

Общий вид и основные данные по дымососам одностороннего всасывания приведены на рис. III-51 и в табл. III-16 и III-17, а по дымососам двустороннего всасывания на

Номенклатура тягодутьевых машин, данные по которым помещены
в настоящем издании Нормативного метода

Таблица III-16

Тип	Типоразмер	Конструктивные характеристики		Аэродинамические характеристики		Примечания
		Рис.	Табл.	Сводный график	График индивидуальной характеристики	
		(При указании номеров опущена первая цифра III)		(При указании номеров опущена первая цифра VII)		

Дымососы

0,7-37	Д-8; 10; 12; 13,5; 15,5; 18; 20	51	16; 17	30	39—45	Снимаются с производства
0,7-37	Д-18×2; 20×2; 21,5×2у	52	18	31	46—48	
0,8-37	Д25×2ШБ	53	—	31	49	
0,55-40-1	ДН-9; 10; 11,2; 12,5	54	19	32	50—53	Подлежат освоению в производстве
0,55-40-1	ДН-15; 17; 19; 21	55	20	32	54—57	
0,62-40	ДН-22; 24; 26	56	21	33	58—60	
0,62-40	ДН-22×2; 24×2; 26×2	57	22	33	61—63	
К-42Ф	ДОД-28,5; 31,5; 31,5Ф; 41; 43	58; 59	23	34	64—68	Выпускаются
СТД-57	Д-3,5	69	—	—	94	Выпускается

Дутьевые вентиляторы

0,55-40-1	ВДН-8; 9; 10; 11,2; 12,5	54	19	35	69—73	Выпускаются
0,55-40-1	ВДН-15; 17; 19; 21	55	20	35	74—77	Подлежат освоению в производстве
0,7-160-II	ВДН-18-IIу; 18-II; 20-IIу; 20-II; 22-IIу; 24-IIу; 26-IIу; 28-IIу ¹	60	24; 25	36	78—85	Выпускаются
0,7-160-II	ВДН-24×2-IIу	61	—	36	86	Выпускаются
0,7-160	ВДН-32Б	62	—	36	87	
Ц59-15, 1-30	ВДН-25×2	63	—	36	88	
Ц59-15, 1-30	ВДН-36×2	64	—	—	89	
К-42Ф	ВДОД-31,5	58	—	36	90	
0,7-37	ВД-2,7	68	—	—	95	

Вентиляторы горячего дутья и дымососы рециркуляции дымовых газов

0,7-37	ВГД-13,5у; 15,5у; 20у	51	16; 17	38	—	Подлежат снятию с производства
0,7-37	ГД-20-500у ¹	67	—	37	91	
0,55-40-1	ВГДН-11,2; 12,5; 15; 17; 19; 21	54; 55	19; 20	37	—	Подлежат освоению в производстве
0,55-40-1	ГД-31	65	—	37	92	Выпускаются
0,62-40-II	ГД-26×2	66	—	—	93	

¹ у — узкое рабочее колесо; у — унифицированный.

Конструктивные характеристики дымососов одностороннего всасывания серии 0,7-37 (рис. III-51) Таблица III-16

Типоразмер	Размеры, мм										Маховой момент, кг·м ²	Масса без электродвигателя, кг
	D_2	a	b'	φ	g	e	$ж$	$з'$	$ц'$	$к$		
Д-20	2000	982	1400	1400	1800	2033	964	750	1170	2115	2140	4690
Д-18	1800	907	1400	1260	1800	1995	926	675	1053	1094	1315	4150
Д-15,5	1550	758	1085	1085	1500	1595	785	580	907	940	626	2380
Д-13,5	1350	686	1085	945	1500	1560	749	508	790	821	380	2126
Д-12	1200	600	840	840	1200	1271	547	450	700	730	194	1250
Д-10	1000	526	700	700	1000	1259	527	376	580	610	87	1060
Д-8	800	420	560	560	750	941	385	300	468	485	35	500

Высота вала Н (в мм) машин одностороннего всасывания серии 0,7-37 при различных углах разворота (рис. III-51) Таблица III-17

Угол разворота, град	Типоразмер							Угол разворота, град	Типоразмер						
	20	18	15,5	13,5	12	10	8		20	18	15,5	13,5	12	10	8
0; 15	1950	1750	1500	1300	1175	950	800	135	1650	1520	1300	1100	975	825	680
30	1950	1750	1500	1300	1100	930	800	150; 165	1650	1520	1300	1100	875	760	680
45; 60	1950	1750	1500	1200	1100	930	760	180	1450	1350	1300	1100	875	760	640
75	1650	1520	1300	1200	1050	875	760	195	1450	1350	1300	1100	850	720	640
90	1650	1520	1300	1200	1050	875	720	210; 225;	1450	1350	1100	1100	850	720	640
105	1650	—	1300	—	975	825	720	240	—	—	—	—	—	—	—
120	—	—	—	—	975	825	720	270	1450	1350	1100	1000	840	700	560

Примечание. Развороты с пропущенными значениями H применять не рекомендуется.

Конструктивные характеристики дымососов типа ДХ2 двустороннего всасывания (рис. III-52) Таблица III-18

Типоразмер	Размер, мм												Маховой момент, кг·м ²	Масса без элек- тродвигателя, кг	
	D ₂	a	б	в	H		δ	e	ж	ц'	к'	л'			м'
					при раз- вороте № 14	при раз- воротах № 15, 16, 24									
Д-21,5×2у	2150	2632	4296	4723	1750	1640	1308	1850	1500	1260	1556	2430	988	5200	12 250
Д-20×2	2000	2452	4110	4550	1625	1490	1215	1720	1400	1170	1504	2260	920	4500	10 400
Д-18×2	1800	2188	3750	4190	1460	1360	1095	1550	1260	1050	1330	2040	830	2900	8 950

Конструктивные характеристики дутьевых вентиляторов и дымососов типа 0,55-40-1 типоразмеров 8-12,5 (рис. III-54) Таблица III-19

Типоразмер	Размеры, мм									
	D_2	a	b'	φ	H	e	$ж$	$з'$	$ц'$	$к$
ВДН-8	800	410	530	560	640	740	470	300	400	520
ВДН-9 ДН-9	900	448	530	630	720	740	490	338	450	585
ВДН-10 ДН-10	1000	485	660	700	800	760	555	375	500	650
ВДН-11,2 ДН-11,2	1120	530	660	785	896	945	575	420	560	728
ВДН-12,5 ДН-12,5	1250	580	830	875	1000	1060	650	470	625	812,5

Примечание. Для снятия корпуса машины необходимо иметь на стороне ее всаса съемный участок газо- или воздухопровода длиной не менее: 400 мм у машин 8 и 9; 450 мм у машин 10 и 11,2; 550 мм у машин 12,5.

рис. III-52 и в табл. III-18. Дымососы рассчитаны на длительную работу при температуре газов до 200° С.

Дымососы одностороннего всасывания могут устанавливаться с углами разворота от 0 до 270° через каждые 15° кроме угла 255° (см. рис. III-51 и табл. III-17). Машины двустороннего всасывания устанавливаются обычно в одном из четырех положений,

вого типа и двухскоростными электродвигателями.

Большие типоразмеры ДН и ВДН № 15; 17; 19 и 21 имеют индивидуальную ходовую часть (рис. III-55), выпускаются комплектно с осевыми направляющими аппаратами и могут применяться в зависимости от графика нагрузки котла с одно- или двухскоростными электродвигателями. Дымососы рассчитаны

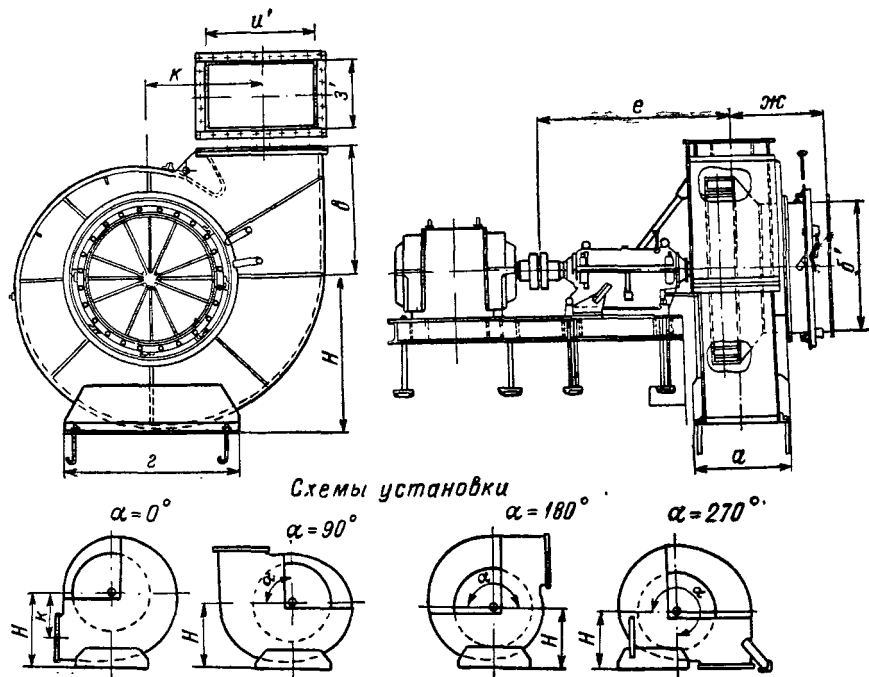


Рис. III-51. Дымосос одностороннего всасывания типа 0,7-37

указанных на рис. III-52. Возможность применения нетипового разворота для уменьшения сопротивления газового тракта подлежит специальному согласованию с заводом-изготовителем.

Для котлов паропроизводительностью более 220 т/ч выпускался дымосос двустороннего всасывания Д25х2ШБ типа 0,8-37, также с вперед загнутыми лопатками (рис. III-53).

III-52. Новая унифицированная серия дымососов и дутьевых вентиляторов с назад загнутыми лопатками типа 0,55-40-1 по конструктивному исполнению делится на две группы. Машины меньших типоразмеров ДН и ВДН № 8; 9; 10; 11,2 и 12,5 выполняются без индивидуальной ходовой части, с посадкой рабочего колеса непосредственно на вал электродвигателя (рис. III-54 и табл. III-19).

Дымососы рассчитаны на длительную работу при температуре газов 250° С. Машины могут устанавливаться с углами разворота улитки (рис. III-54) от 0 до 270° через каждые 15°. Машины выпускаются комплектно с направляющими аппаратами осе-

на длительную работу при температуре газов 200° С.

Допустимые для установки углы разворотов указаны в табл. III-20.

III-53. Новые дымососы с назад загнутыми лопатками типа 0,62-40 намечены к выпуску в виде машин одно- (ДН) и двустороннего (ДНх2) всасывания № 22, 24 и 26. Дымососы одностороннего всасывания снабжены осевыми направляющими аппаратами, а двустороннего всасывания — осевыми направляющими аппаратами и всасывающими карманами. Дымососы в зависимости от графика нагрузки котла могут применяться с одно- или с двухскоростными электродвигателями. Машины рассчитаны на длительную работу при температуре газов 200° С.

Основные конструктивные характеристики дымососов одностороннего всасывания приведены на рис. III-56 и в табл. III-21, а двустороннего всасывания на рис. III-57 и в табл. III-22. Применяемые углы разворота указаны в табл. III-21 и на рис. III-57. Возможность применения нетипового разворота для уменьшения сопротивления газо-

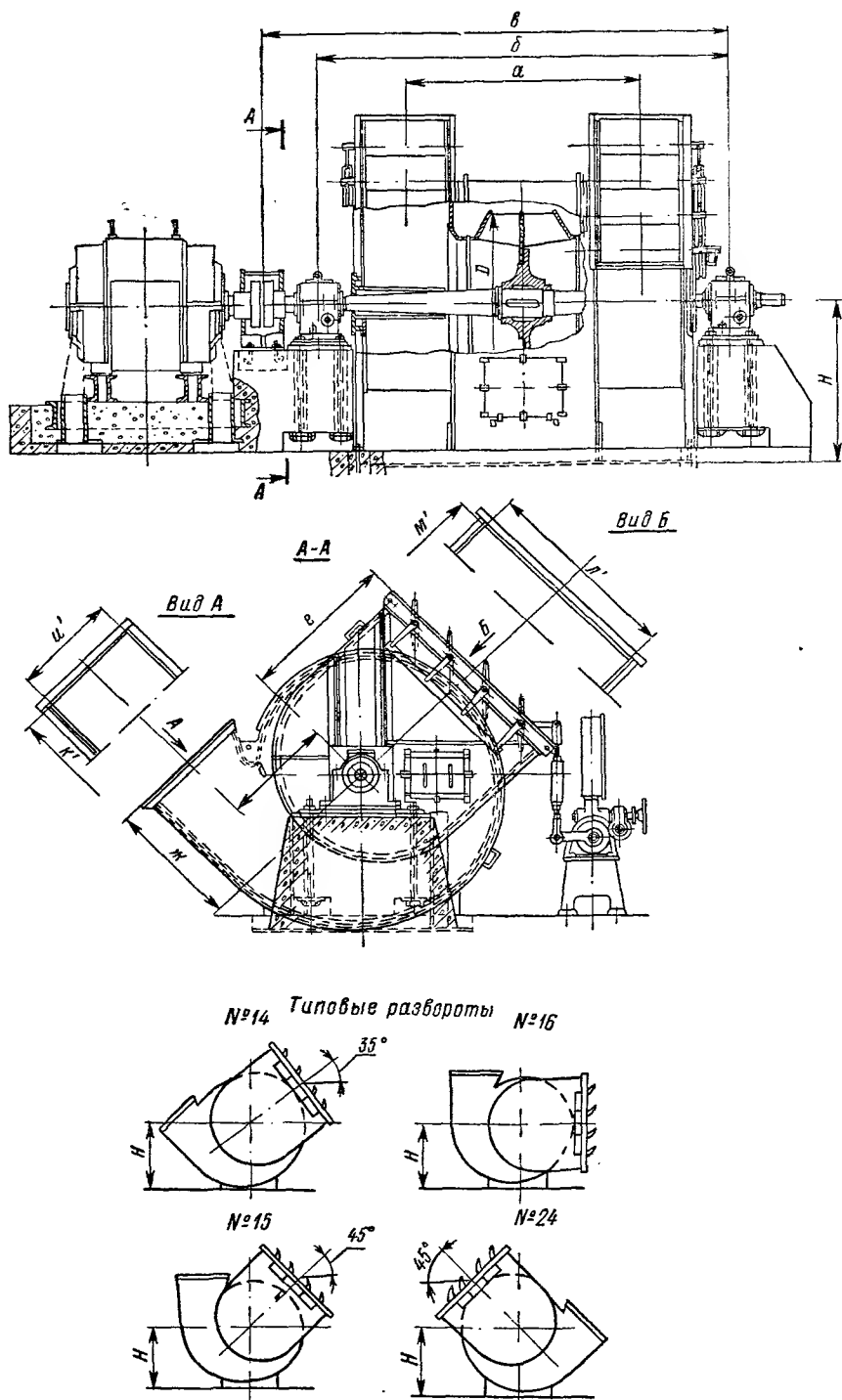


Рис. III-52. Дымосос двустороннего всасывания типа 0,7-37

Номера у схем соответствуют номерам разворотов

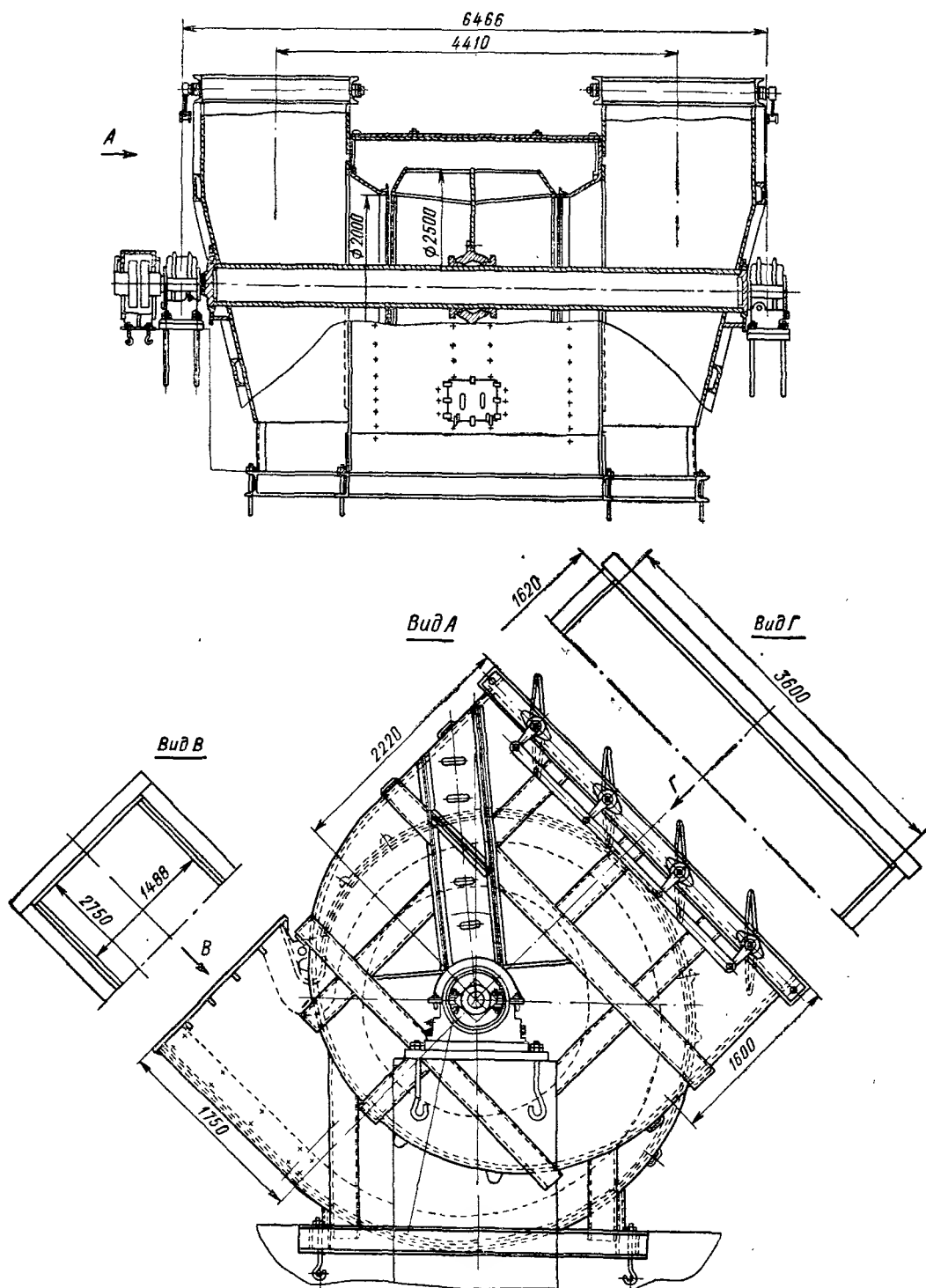


Рис. III-53. Дымосос двустороннего всасывания Д25×2ШБ типа 0,8-37

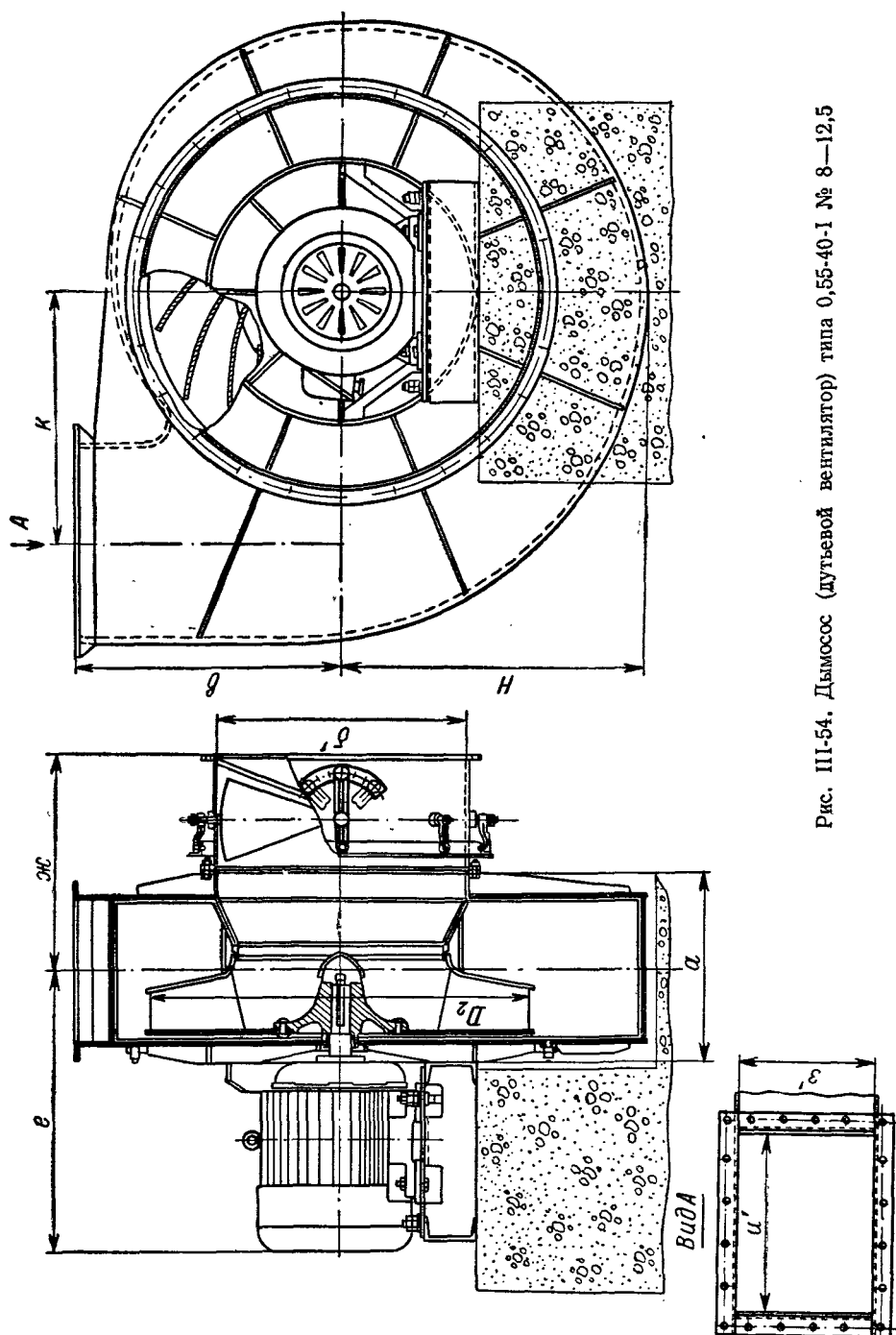


Рис. III-54. Дымосос (дутьевой вентилятор) типа 0,55-40-1 № 8—12,5

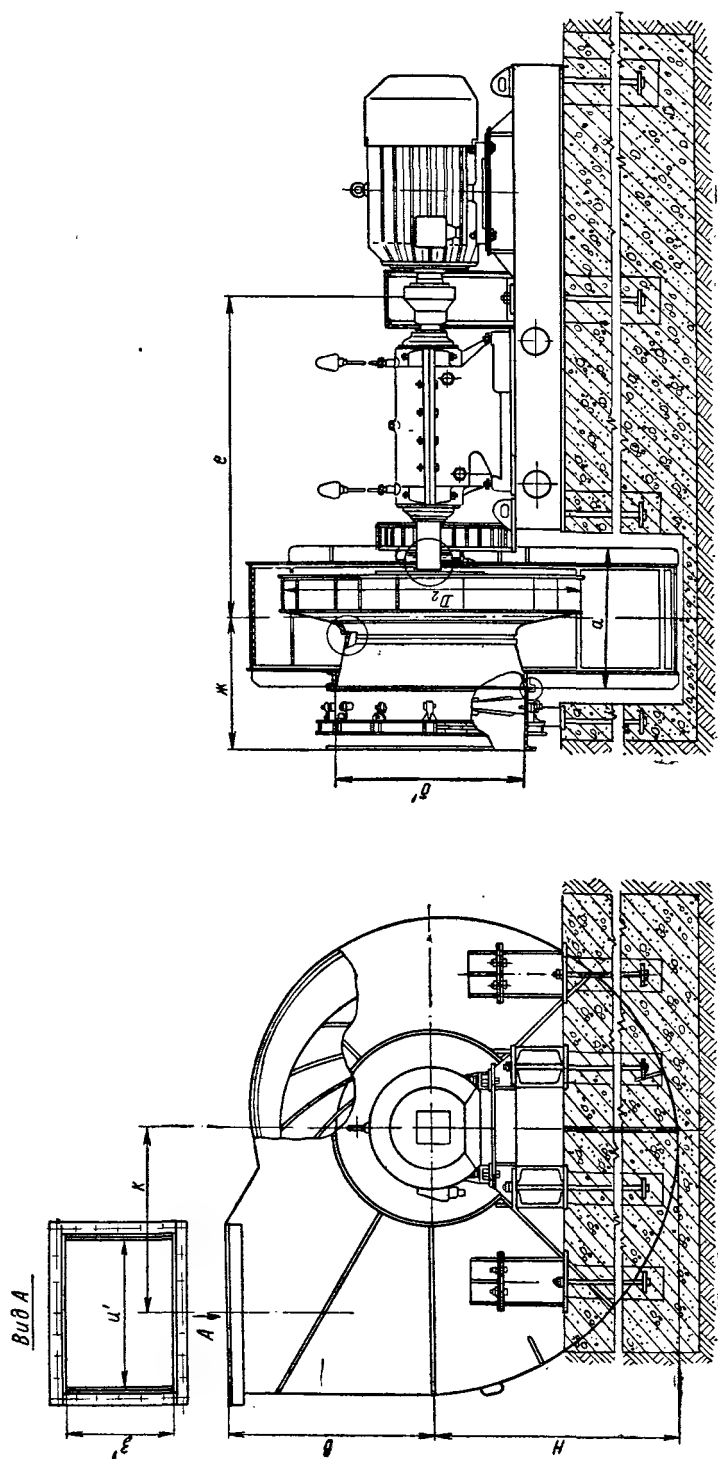


Рис. III-55. Дымосос (дутьевой вентилятор) типа 0,55-40-1 № 15-21

вого тракта подлежит специальному согласованию с заводом-изготовителем.

III-54. Для котлоагрегатов к блокам мощностью от 200 до 500 Мвт выпускаются осевые двухступенчатые дымоходы и вентиляторы типа К-42Ф (рис III-58 и III-59). Конструктивные характеристики дымоходов приведены в табл. III-23.

ляторов одностороннего всасывания состоит из шести основных типоразмеров: № 18; 20; 22; 24; 26 и 28 — и двух обуженных по колесу и улитке типоразмеров № 18У и 20У. Конструктивные характеристики вентиляторов 0,7-160-II приведены в табл. III-24 и III-25, применяемые углы разворота указаны в табл. III-25.

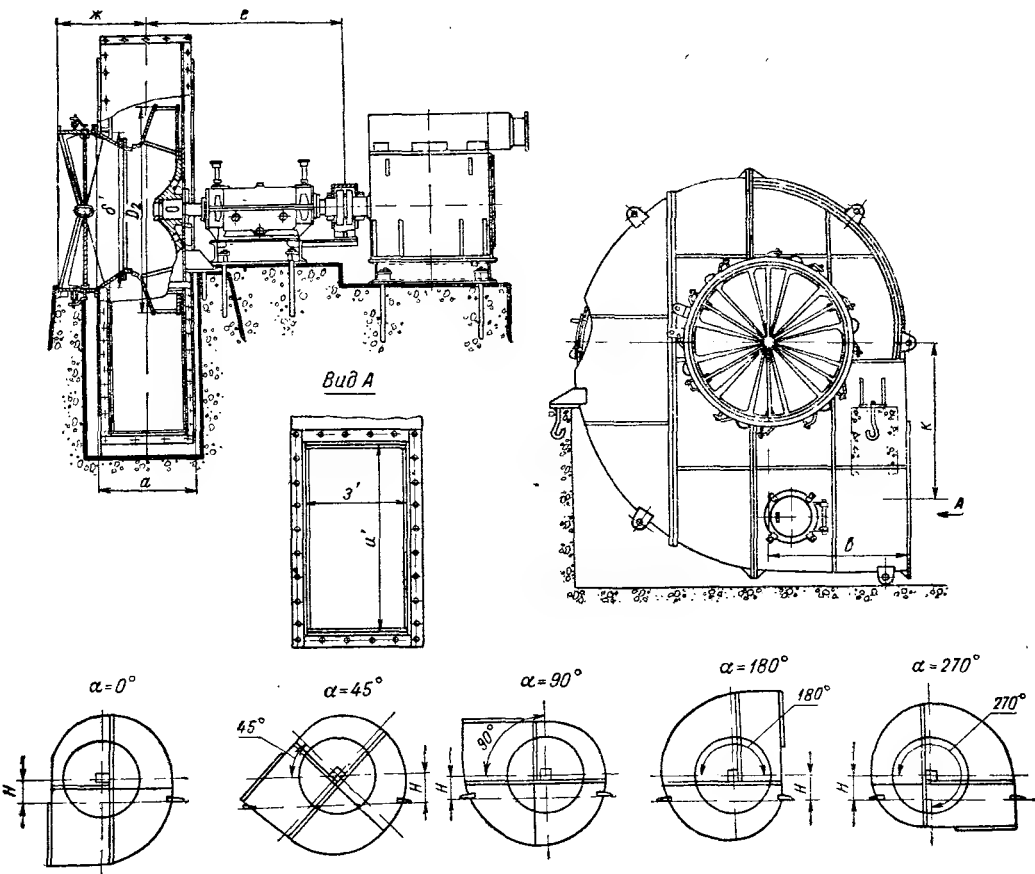


Рис. III-56. Дымосос одностороннего всасывания типа 0,62-40

Регулирование дымоходов и вентиляторов осуществляется направляющими аппаратами при постоянной скорости вращения. Дымососы рассчитаны на длительную работу при температуре газов 200° С.

III-55. В качестве дутьевых вентиляторов для котлов средней и большой паропроизводительности выпускаются центробежные вентиляторы одно- и двустороннего всасывания с назад загнутыми крыловидными лопатками типа 0,7-160-II (рис. III-60 и III-61). Машины одностороннего всасывания выпускаются комплектно с осевыми направляющими аппаратами и в зависимости от графика нагрузки котла могут устанавливаться с одно- или двухскоростными электродвигателями. Серия дутьевых венти-

Для котлоагрегатов с уравновешенной тягой к блокам 200 и 300 Мвт выпускается дутьевой вентилятор также с назад загнутыми профильными лопатками ВДН-32Б типа 0,7-160 (рис. III-62), а для блоков 300 Мвт с котлоагрегатами под наддувом — дутьевой вентилятор двустороннего всасывания ВДН-25х2 и ВДН-36х2 типа Ц59-15,1-30х2 (рис. III-63 и III-64).

III-56. Для осуществления применяемой в некоторых котлах подачи пыли в горелки горячим воздухом от отдельного вентилятора, работающего на воздухе температурой до 400° С, энергомашиностроительными заводами выпускаются специальные вентиляторы горячего дутья ВГД типа 0,7-37 № 13,5у; 15,5у и 20у (см. рис. III-51, табл. III-16,

Конструктивные характеристики дутьевых вентиляторов и дымососов
типа 0,55-40-1 типоразмеров 15—21 (рис. III-55)

Таблица III-20

Типораз- мер	Размеры, мм										Углы разворота улитки, град
	D_0	a	b'	c	e	f	$ж$	$з'$	$и'$	$к$	
ВДН-15 ДН-15	1500	710	975	1050	1200	1620	660	560	750	975	0—360 через 15°
ВДН-17 ДН-17	1700	810	1105	1190	1360	1835	750	630	850	1105	
ВДН-19 ДН-19	1900	900	1235	1330	1510	2050	840	670	900	1235	0; 30; 45; 60; 75 90; 150; 165; 180; 270
ВДН-21 ДН-21	2100	995	1365	1470	1680	2270	925	780	1050	1365	

Примечание. Размеры в таблице даны ориентировочные.

Конструктивные характеристики дымососов одностороннего всасывания типа 0,62-40
(рис. III-56)

Таблица III-21

Типораз- мер	Размеры, мм									
	D_0	a	b'	c	e	$ж$	$з'$	$и'$	$к$	$н$
ДН-26	2600	1184	1950	1716	2264	1060	968	1820	1950	
ДН-24	2400	1109	1800	1586	2226	1003	893	1680	1735	
ДН-22	2200	1034	1650	1456	2189	945	818	1540	1650	

Примечание. Высота вала H равна 750 мм при углах разворота улитки (рис. III-56) 0, 30, 60, 75, 90, 180 и 270°; 1000 мм при углах 45, 105 и 165°; 1250 мм при угле 150°.

Конструктивные характеристики дымососов двустороннего всасывания типа 0,62-40
(рис. III-57)

Таблица III-22

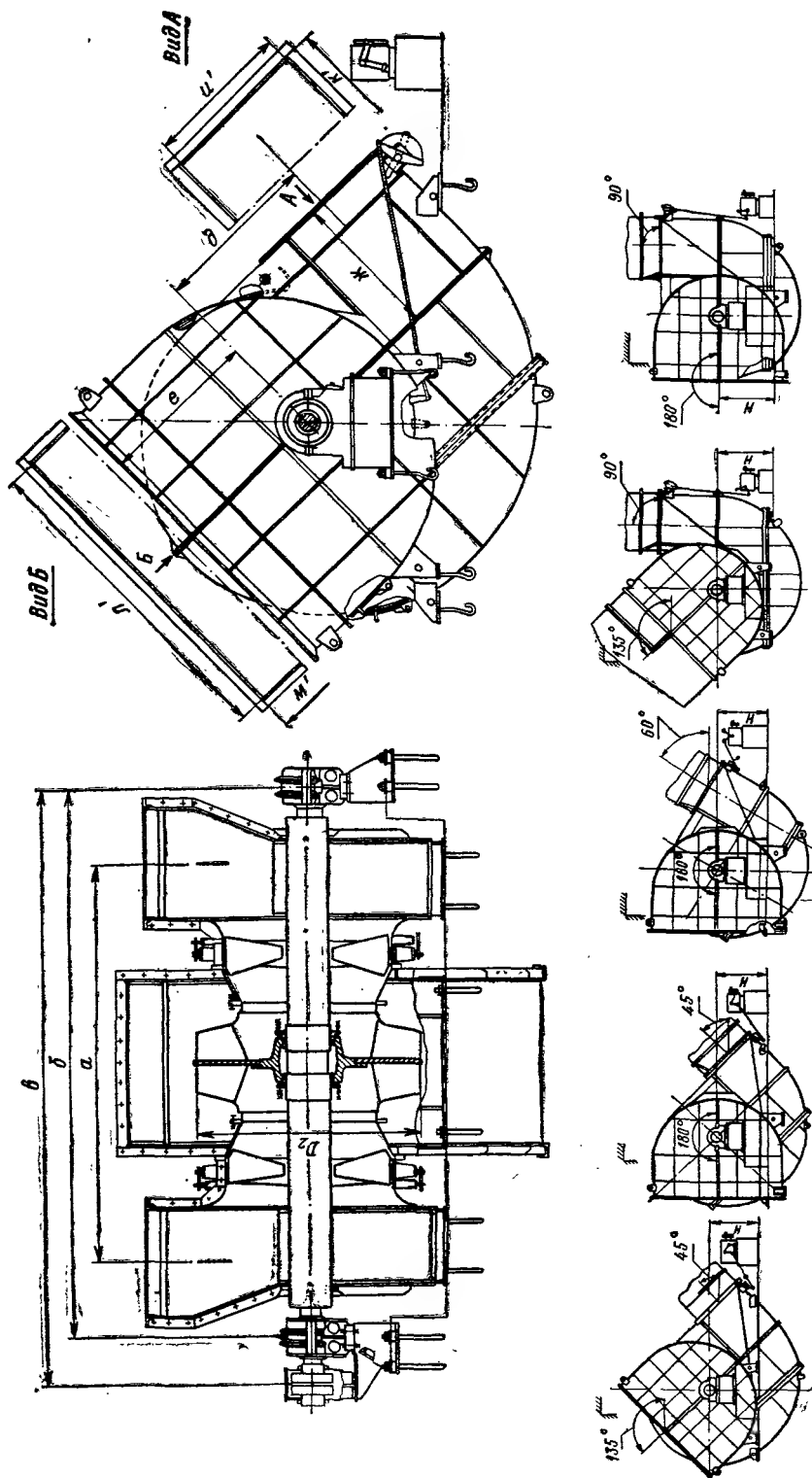
Типораз- мер	Размеры, мм											
	D_2	a	b	c	e	o	e	$ж$	$и'$	$к'$	$л'$	$м'$
ДН-22×2	2200	3978	5500	5940	1300	1640	1635	1465	1638	1540	3300	1100
ДН-24×2	2400	4266	5800	6299	—	1800	2280	1586	1680	1786	3600	1200
ДН-26×2	2600	4658	6100	6659	—	1950	2265	1716	1820	1935	3900	1300

Конструктивные характеристики осевых дымососов (рис. III-58; III-59)

Таблица III-23

Типораз- мер	Размеры, мм										H	
	a	b	c	e	f	$ж$	$з'$	$и'$	D	D_1	при 0°	при 45°
ДОД-28,5	10 822	8 353	3622	2386	3370	6036	2134	5660	2850	3555	—	2520
ДОД-31,5	11 627	9 143	4000	2770	4275	6780	2365	6280	3150	3950	—	2700
ДОД-41	14 758	12 342	4900	5599	3833	9432	3080	8200	4100	5000	—	3000
ДОД-43	15 063	12 804	5200	3870	3823	8900	3225	8600	4300	5300	3100	—

Примечание. Дымососы выпускаются двух модификаций — правый и левый. Условно правый — направление разворота кармана совпадает с направлением вращения.



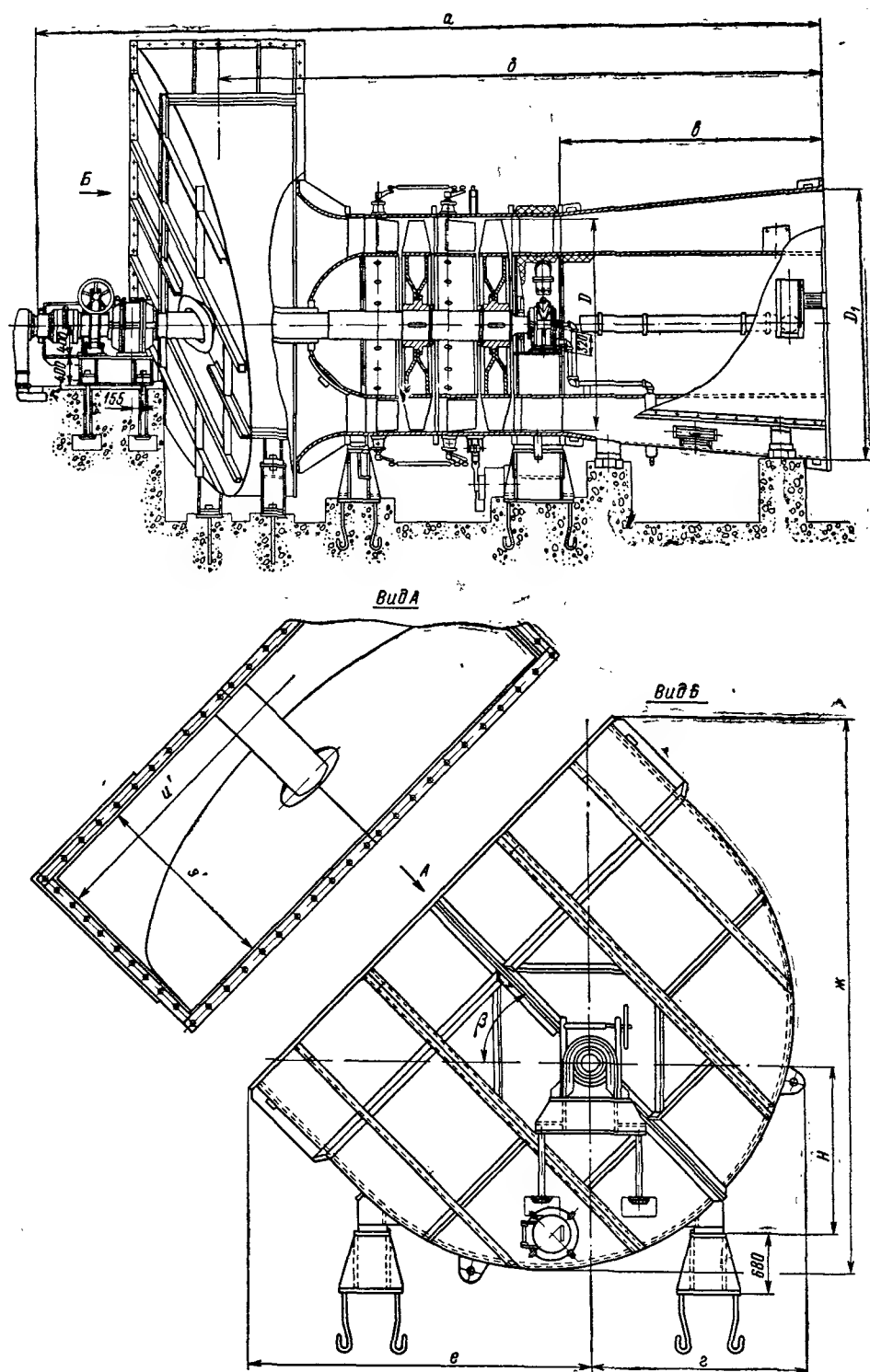


Рис. III-58. Дымосос осевой двухступенчатый типа К-42Ф (типоразмеры ДОД-28,5 и ДОД-31,5)

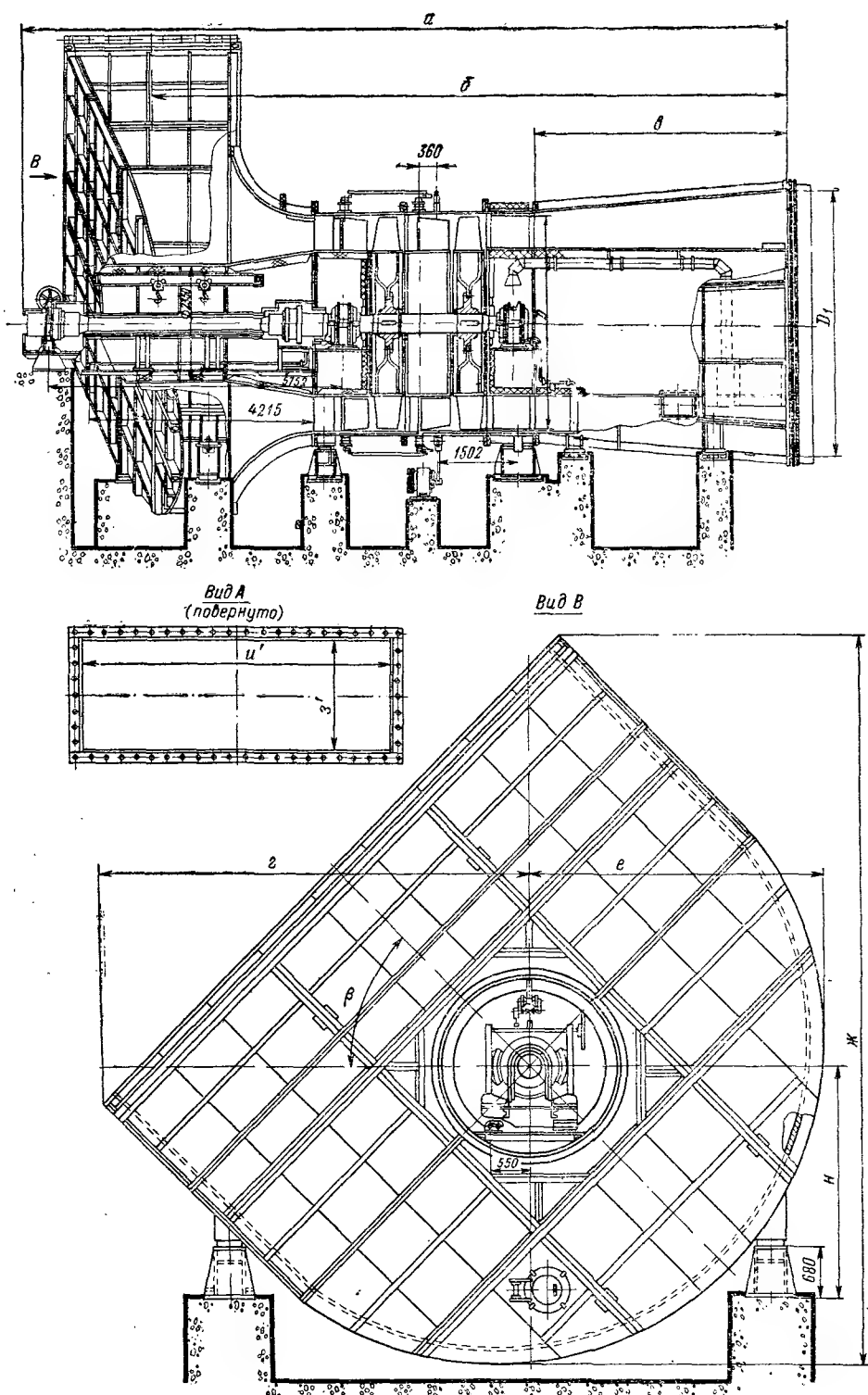


Рис. III-59. Дымосос осевой двухступенчатый типа К-42Ф (типоразмеры ДОД-41 и ДОД-43)

Рис. III-60. Вентилятор дутьевой типа 0,7-160-II

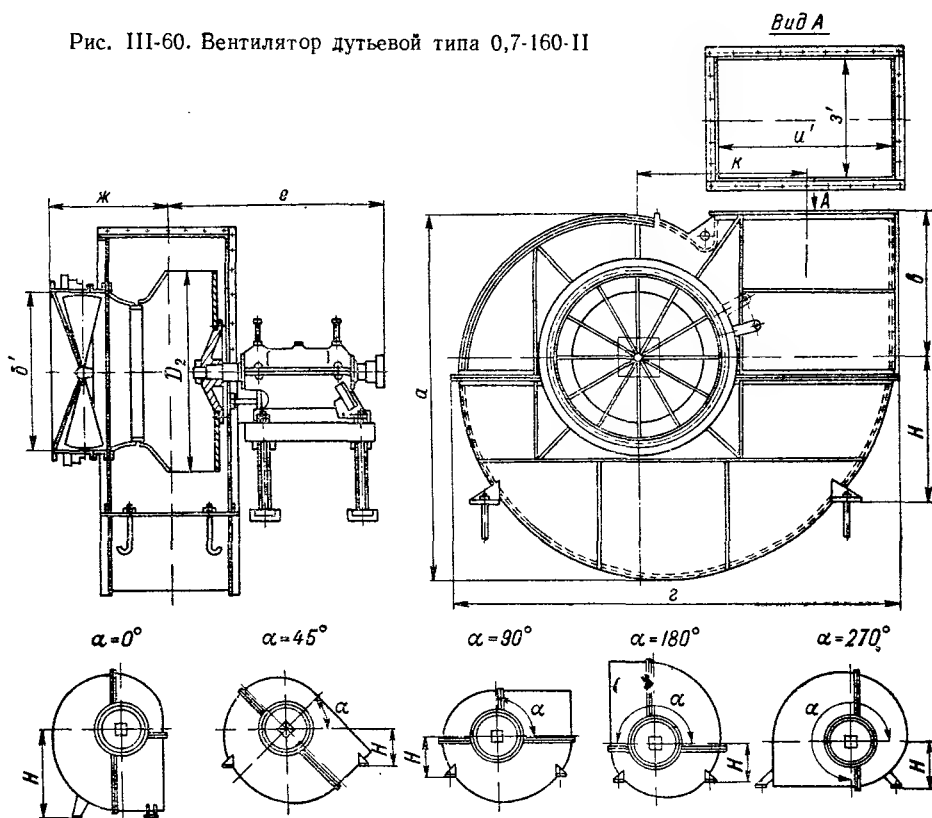


Таблица III-24

Конструктивные характеристики дутьевых вентиляторов типа 0,7-160-II (рис. III-60)

Типоразмер	Размеры, мм													Масса без электродвигателя, кг	
	D ₂	b'	ρ	z'	u'	κ	при α = 0÷120°				при α = 135÷180 и 270°				
							a	в	г	жс	а	в	г		жс
ВДН-18-II	1800	1620	2129	1080	1620	1530	3272	1276	4172	1068	3415	1366	4082	1068	5,5
ВДН-18-IIу	1800	1620	2039	900	1620	1530	3272	1276	4172	978	3415	1366	4052	978	—
ВДН-20-II	2000	1800	2189	1200	1800	1700	3632	1416	4612	1168	3772	1506	4522	1168	6,16
ВДН-20-IIу	2000	1800	2089	1000	1800	1700	3632	1416	4612	1068	3772	1506	4522	1068	7,9
ВДН-22-IIу	2200	2020	2445	1320	1980	1870	4015	1580	5050	1258	4180	1545	5000	1258	8,9
ВДН-24-IIу	2400	2100	2540	1490	2160	2040	4366	1710	5490	1365	4490	1785	5400	1365	9,8
ВДН-26-IIу	2600	2300	2565	1560	2340	2210	4731	1855	5930	1450	4850	1925	5840	1450	15,0
ВДН-28-IIу	2800	2500	2660	1680	2520	2380	5050	2000	—	1642	—	—	—	—	—

Таблица III-25

Высота вала H (в мм) дутьевых вентиляторов серии 0,7-160-II

Типоразмер	Угол разворота, град													
	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180	270
ВДН-18-11у	2450	2185	1540	970	1245	1200	1395	1200	1260	1730	1390	1100	165	1370
ВДН-1811	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ВДН-20-11у	2110	2410	1720	1135	1400	1400	1400	1400	1400	1870	1510	1225	980	1510
ВДН-20-11	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ВДН-22-11у	3050	—	2000	1500	1350	1500	1500	1500	1500	2100	1900	1500	1500	1645
ВДН-24-11у	2300	—	2100	1600	1600	1600	1600	1600	1600	2400	1800	1600	1600	1785
ВДН-26-11у	3650	—	2250	1700	1600	2000	1700	1700	1700	2100	1900	1700	1700	1925
ВДН-28-11у	1790	—	—	—	—	1800	—	1260	—	—	—	—	—	—

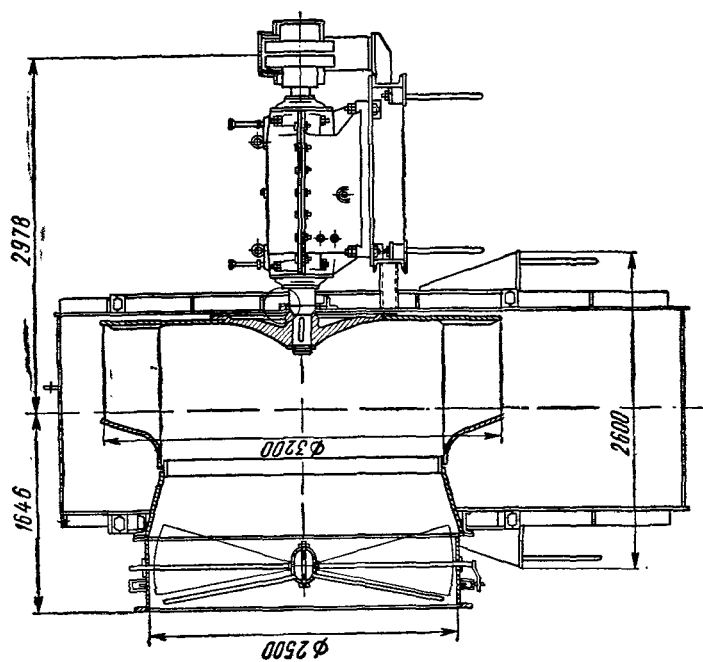
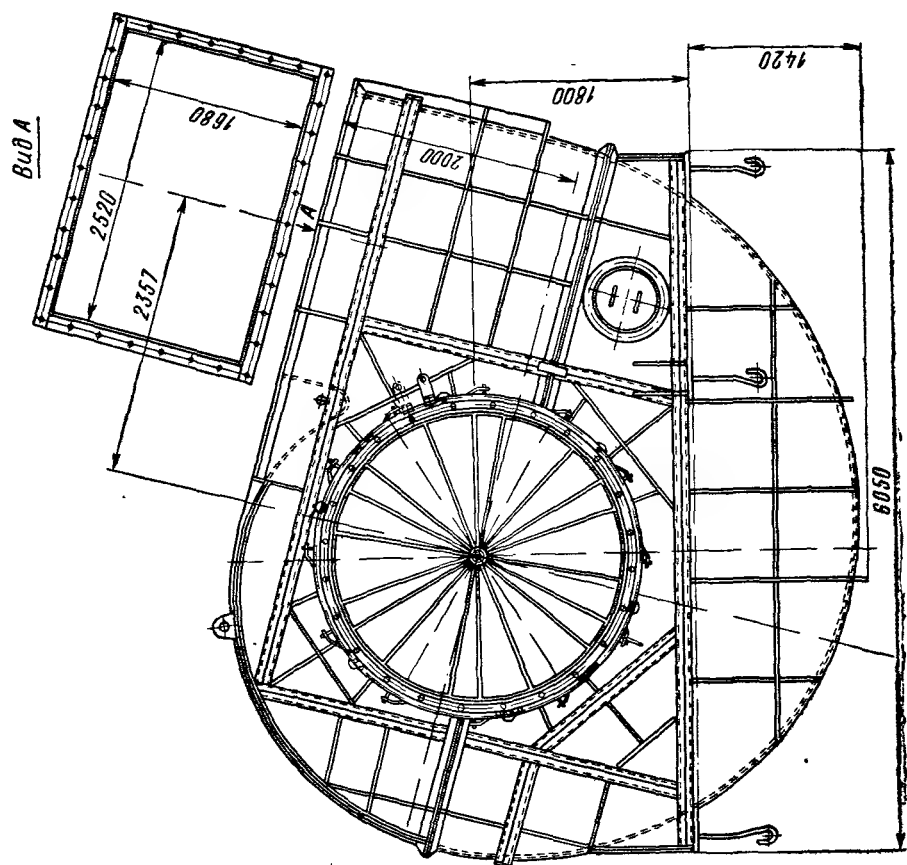


Рис. III-62. Вентилятор дутьевой ВДН-32Б типа 0,7-160

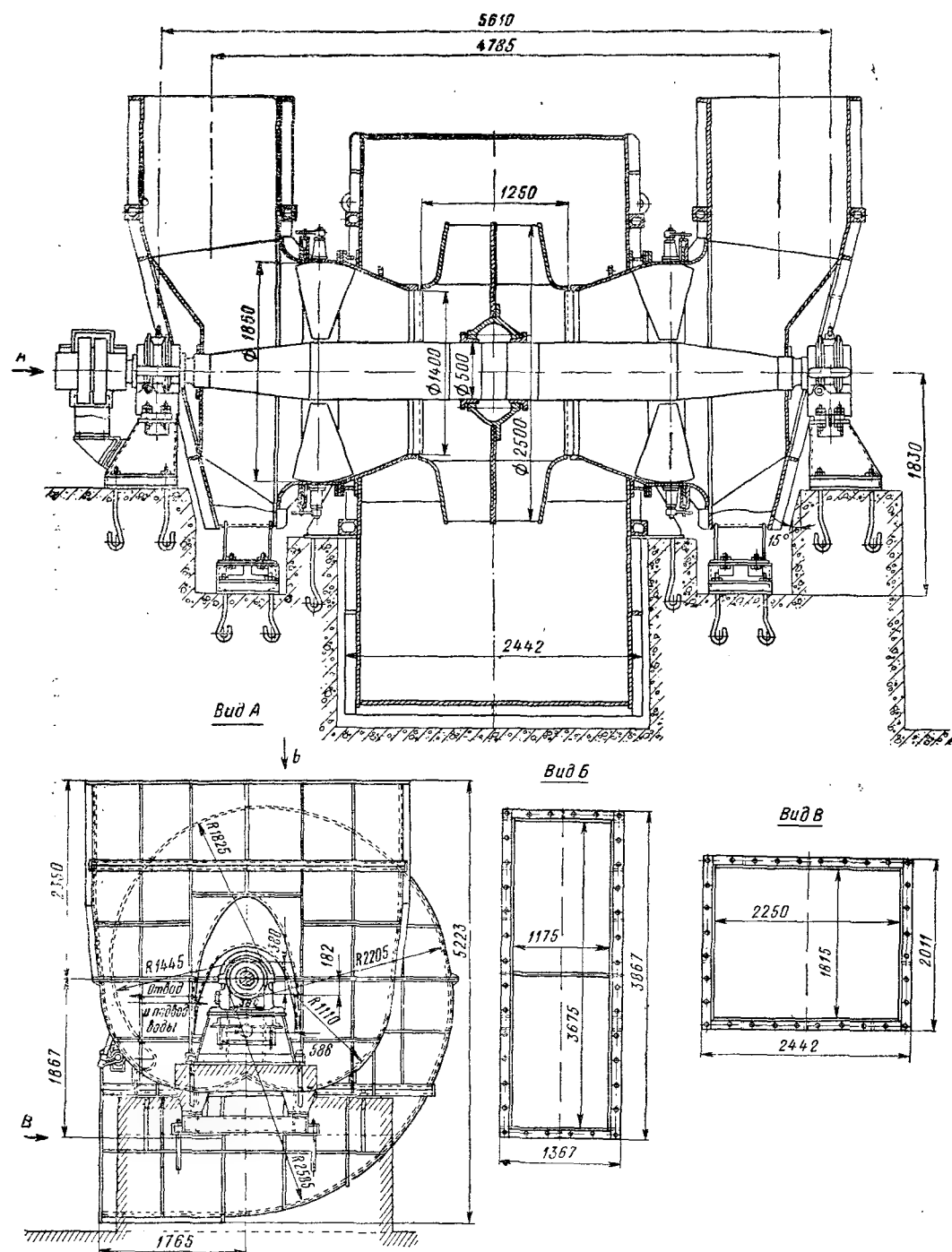


Рис. III-63. Вентилятор дутьевой двустороннего всасывания ВДН-25x2 типа Ц59-15,1-30

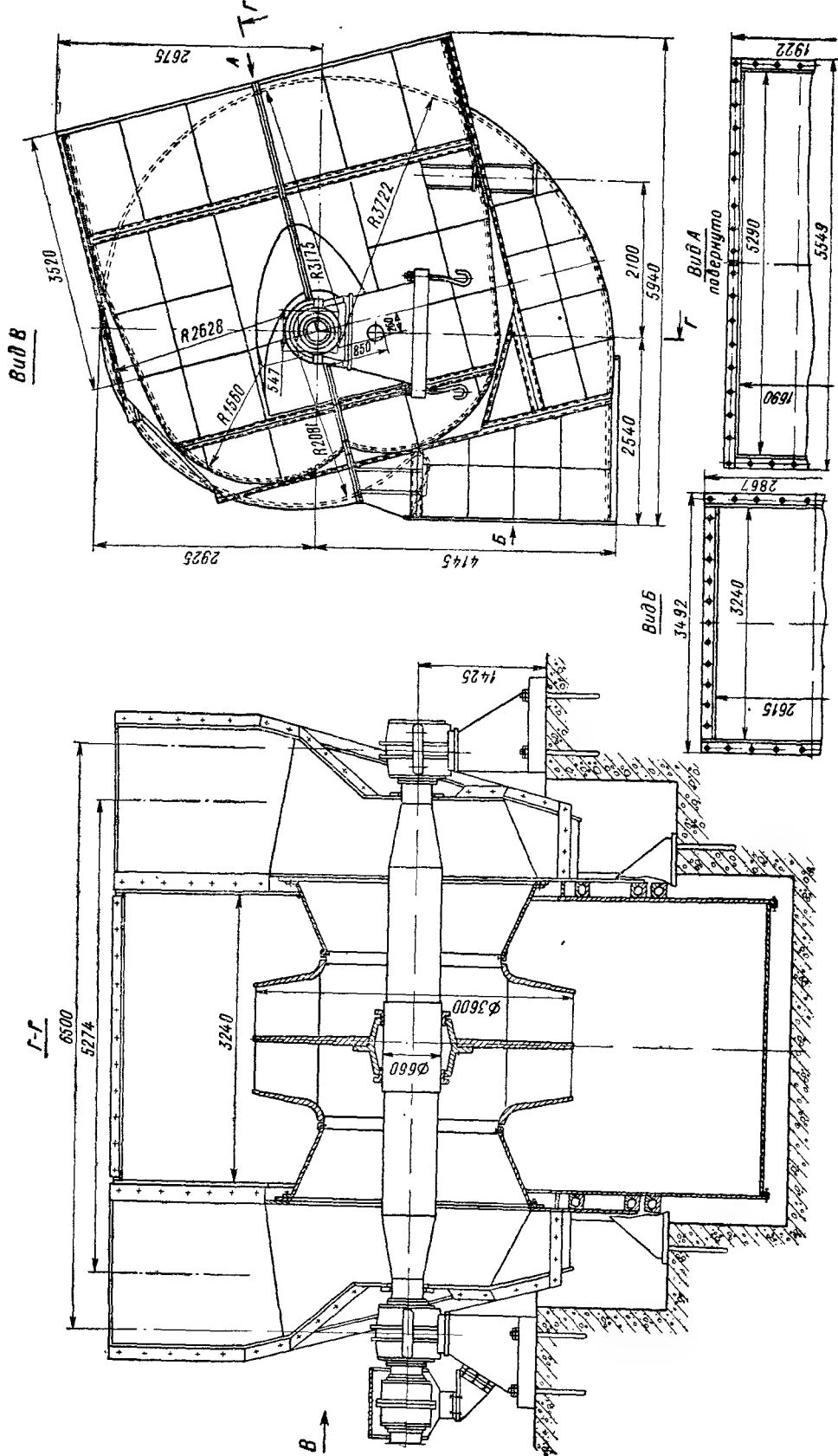


Рис. III-64. Вентилятор дутьевой двустороннего всасывания ВДН-36×2 типа Ц59-15,1-30

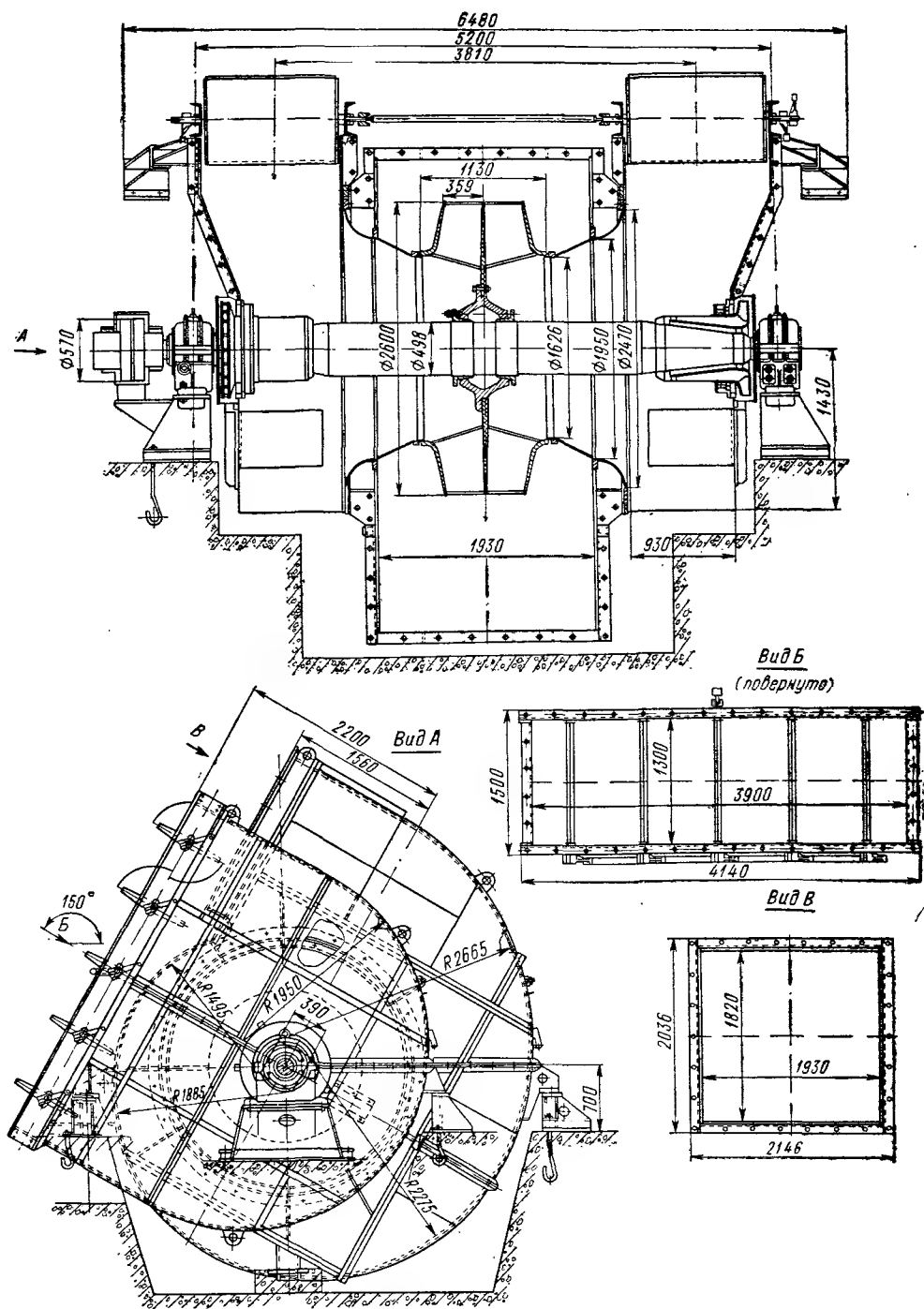


Рис. III-66. Дымосос рециркуляции дымовых газов двустороннего всасывания ГД-26x2 типа 0,62-40-II

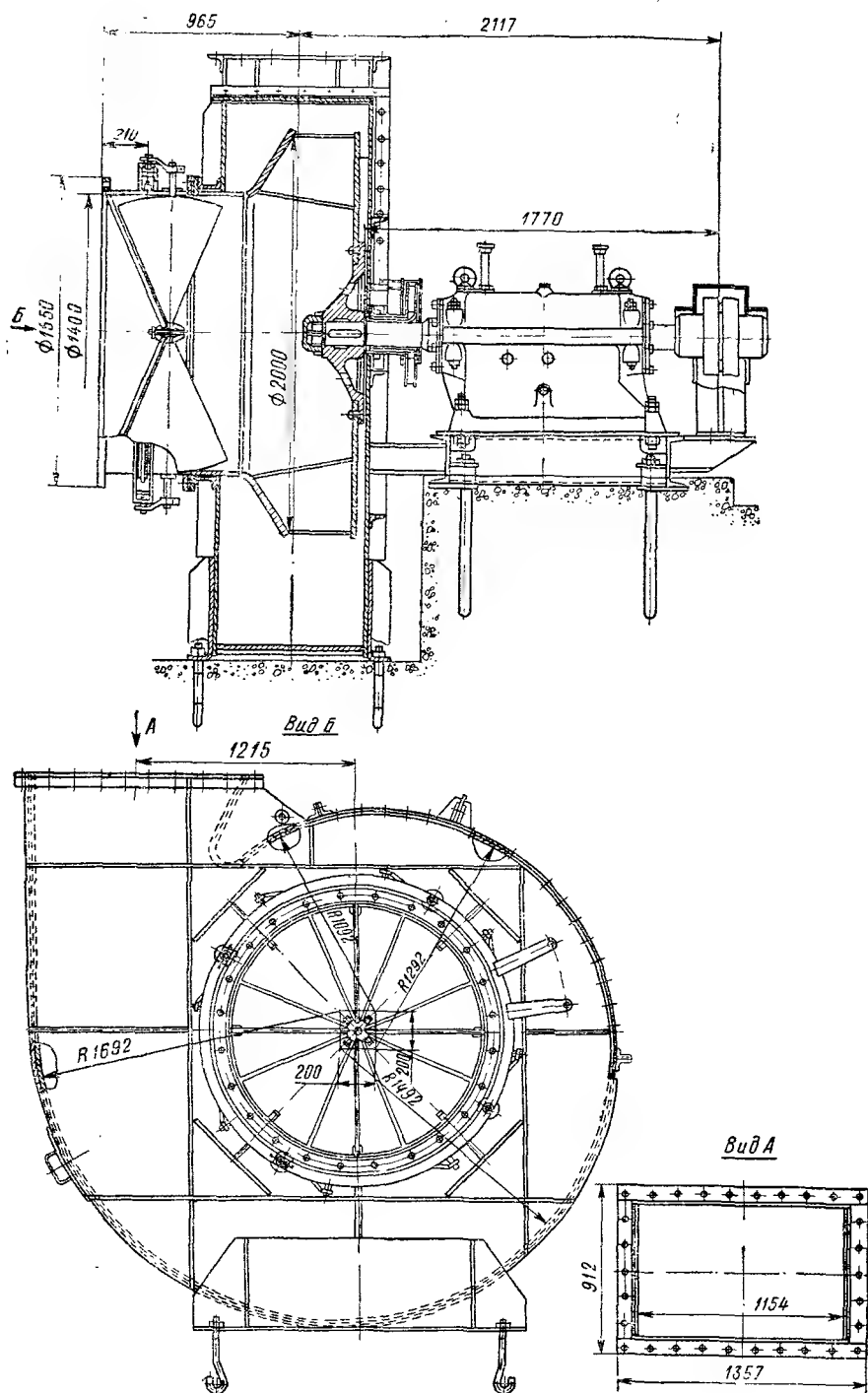


Рис. III-67. Дымосос рециркуляции ГД-20-500у типа 0,7-37

III-17). С освоением в производстве новой унифицированной серии тягодутьевых машин типа 0,55-40-1 вместо вентиляторов

с любым углом разворота. Входящие в комплект котла Е-1-9 дымососы поставляются с углом разворота 45° .

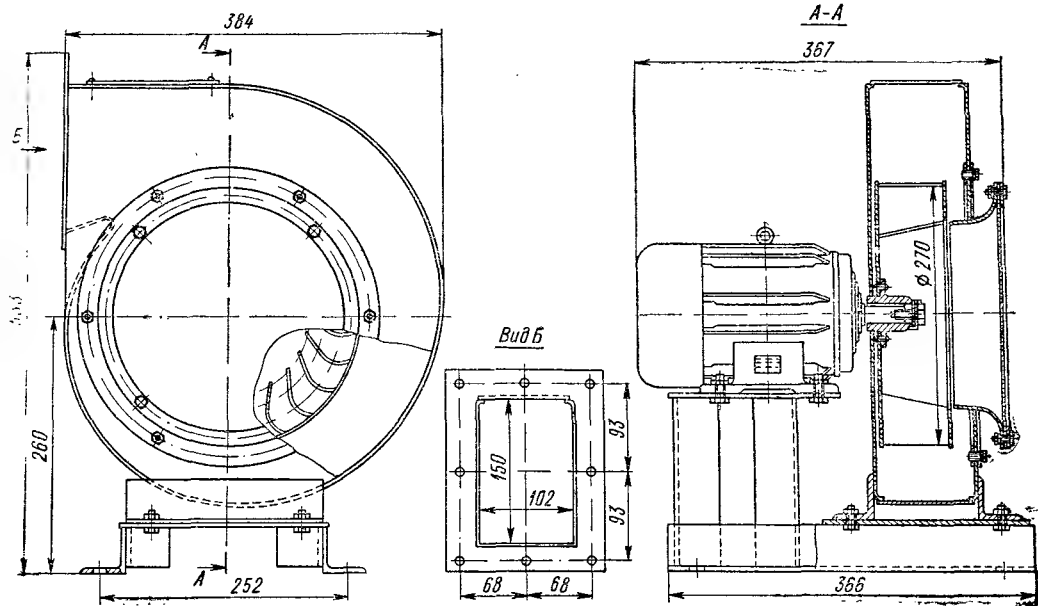


Рис. III-68. Вентилятор дутьевой типа ВД-2,7

горячего дутья серии 07—37 будут выпускаться вентиляторы ВГДН № 11,2; 12,5; 15; 17; 19 и 21 (см. рис. III-54 и III-55, табл. III-19 и III-20).

Вентиляторы ВГД и ВГДН могут применяться также в качестве дымососов рециркуляции дымовых газов.

Для газомазутных котлов под наддувом к блоку 300 Мет выпускаются дымососы рециркуляции дымовых газов ГД-31 и ГД-26 $\times$ 2 (рис. III-65 и III-66).

Также выпускаются дымососы рециркуляции дымовых газов ГД-20-500у типа 0,7-37 (рис. III-67).

III-57. Дутьевые вентиляторы типа ВД-2,7 (рис. III-68) предназначены для подачи воздуха в топочные камеры котлоагрегатов паропроизводительностью 0,4—1,0 m^3 . Вентиляторы выполнены с вперед загнутыми рабочими лопатками и упрощенным (плоским) передним диском на базе аэродинамической схемы 0,7-37. Они поставляются, в частности, в комплекте автоматизированных котлоагрегатов МЗК-7Г, МЗК-7Ж, МЗК-8Г и МЗК-8Ж.

III-58. Котлы Е-1-9 паропроизводительностью 1 m^3 , работающие на мазуте, природном газе и твердом топливе (во всех случаях без золоуловителей), поставляются с дымососом типа Д-3,5 (рис. III-69). Дымососы выполнены по аэродинамической схеме ЦАГИ СТД-57 с вперед загнутыми лопатками и плоскими дисками. Нагнетательный патрубок кожуха может быть установлен

III-3. УСТОЙЧИВОСТЬ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ МАШИН ПРИ ОДИНОЧНОЙ И ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ ИХ В ГАЗОВОЗДУШНОМ ТРАКТЕ

III-59. Условием устойчивости работы вентиляторных машин как при одиночной, так и при параллельной установке их в газовом или воздушном тракте является однозначность режима работы, т. е. наличие единственной точки пересечения характеристики вентилятора с характеристикой тракта. При типичном для котельных установок тракте с близкой к квадратичной зависимостью давления от расхода это условие может оказаться невыполненным, если характеристика машины имеет восходящий участок, который в ряде случаев вырождается в разрыв характеристики (рис. III-70). Подобные характеристики, как правило, имеют центробежные машины с вперед загнутыми лопатками рабочих колес и осевые машины. Устойчивость работы таких машин подлежит расчетной проверке.

III-60. Работа одиночной машины в «квадратичном» тракте на подъемном участке характеристики возможна, если обеспечивается условие однозначности режима. Однако следует иметь в виду, что чем ближе угол наклона характеристики машины к углу наклона характеристики тракта в точке их пересечения, тем больше будут колебания

режима, вызванные кратковременными изменениями характеристик тракта и машины в условиях эксплуатации из-за пульсации давления в точке или колебания напряжения и частоты тока в сети питания электропривода машины.

III-61. Пример многозначности режимов приведен на рис. III-70. Как видно из рис. III-70, характеристика вентилятора пересекается расчетной характеристикой тракта *B* не только в точке 5, расположенной на рабочем участке характеристики и отвечающей расчетному режиму работы котлоагрегата, но и еще в двух точках: 1 и 3. Точка 3 соответствует неустойчивому режиму статически неустойчивого равновесия: при малейшем отклонении от этой точки равновесие не восстанавливается, а происходит нарастание отклонения, в результате чего устанавливается режим, соответствующий точкам 5 или 1. Каждый из этих режимов является устойчивым.

Для перехода от режима 1 к режиму 5 потребуется снижение (кратковременное) сопротивления тракта до значения, при котором характеристика тракта *B* будет проходить через точку 2, касаясь нижнего участка характеристики машины.

Переход от работы на расчетном режиме 5 к работе на режиме 1 может произойти после хотя бы кратковременного повышения сопротивления тракта (или соответствующего снижения характеристики машины), при котором характеристика тракта (например, характеристика *A*) пройдет левее точки 4 (максимум характеристики машины).

На том же рис. III-70 приведен пример устойчивой работы, когда расчетная характеристика дутьевого тракта *Г* проходит ниже впадины на характеристике вентилятора и пересекает эту характеристику только в одной точке 6. В этом случае работа машины является однозначной и устойчивой.

III-62. При отсутствии однозначности режима на подъемном участке характеристики машины этот участок вырождается в разрыв характеристики. Такой случай, как правило, имеет место только у машин осевого типа. Работа машины этого типа на режимах левее точки 4 (рис. III-70), соответствующей максимуму характеристики, сопровождается сильными колебаниями производительности и давления, которые в некоторых случаях могут вывести машину из строя. Точку 4 принято считать критической точкой, а квадратичную параболу, проходящую через нее и начало координат Q, H , границей устойчивой работы машины (граница помпажа).

Граница устойчивой работы условно отделяет правую, рабочую область характеристики осевой машины от левой, неустойчивой части, называемой зоной помпажа.

III-63. Чтобы исключить возможность работы машины в зоне помпажа, вызванной отклонением действительной характеристики тракта от расчетной, приходится при выборе машины осевого типа вводить коэффициент запаса устойчивости, определяемый отно-

шением ординаты критической точки аэродинамической характеристики машины (точка 4 на рис. III-70) к ординате расчетной характеристики тракта, соответствующей критическому расходу вентилятора $Q_{кр}$:

$$K_{уст} = \frac{H_{кр}}{\Delta H_{п}}. \quad (III-6)$$

Коэффициент запаса по устойчивости режима работы машин следует принимать не менее 1,3.

П р и м е ч а н и е. На аэродинамических характеристиках осевых машин должна

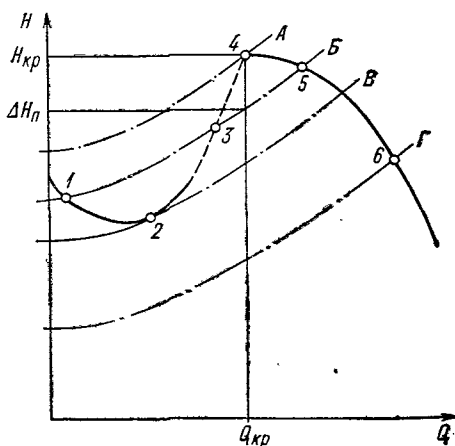


Рис. III-70. Однозначный и многозначные режимы работы осевого вентилятора

указываться граница помпажа или «граница выбора» машины. Последняя указывается уже с учетом $K_{уст} = 1,3$. Могут указываться также обе границы.

III-64. При параллельной работе двух и более вентиляторов в общем тракте вероятность появления расчетной многозначности режима значительно возрастает по сравнению со случаем работы одного вентилятора в отдельном тракте. Если хотя бы один из параллельно включенных вентиляторов имеет восходящий участок характеристики, то для проверки устойчивости его работы требуется построение характеристик этих вентиляторов, приведенных к сечениям включения их в общий тракт. Для такого построения из исходных характеристик каждого вентилятора вычитается сопротивление его присоединительного участка, расход через который практически не отличается от расхода через вентилятор. Соответственно сопротивление этих участков не должно включаться в характеристику общего тракта.

В результате такого приведения характеристики вентилятора ее восходящий участок 1 может превратиться в нисходящий участок 2 (рис. III-71), что указывает на устойчивость работы вентилятора с присоединительным участком.

III-65. Если на приведенных характеристиках вентиляторов останутся восходящие участки, для проверки устойчивости следует как обычно суммировать характеристики по расходам при одинаковых давлениях.

На рис. III-72 приведен пример построения суммарной характеристики двух оди-

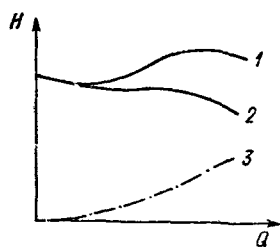


Рис. III-71. Приведение характеристики центробежного вентилятора с вперед загнутыми лопатками рабочего колеса к сечению включения в общий тракт

1 — исходная характеристика машины, 2 — приведенная характеристика, 3 — характеристика присоединительного участка

наковых вентиляторов. Как следует из рисунка, помимо сплошной кривой ($I + II$), получающейся путем удвоения приведенной характеристики вентиляторов (I ; II) по расходам, появляются две добавочные ветви суммарной характеристики:

штриховая кривая ($I + II$), отходящая от точки максимума давления суммарной кривой (точка 4) и представляющая собой результат сложения по расходам части приведенной характеристики первого вентилятора, расположенной левее ее максимума (точка 4'), с частью приведенной характеристики второго вентилятора, расположенной правее ее максимума (та же точка 4'); штрих-пунктирная кривая ($I + II$), отходящая от минимума давления суммарной кривой (точка 5) и представляющая собой результат сложения по расходам части приведенной характеристики первого вентилятора, расположенной левее ее минимума (точка 5'), с частью приведенной характеристики второго вентилятора, расположенной правее ее минимума (та же точка 5').

В результате суммарная характеристика двух параллельно работающих вентиляторов будет иметь два максимума и два минимума.

III-66. Если характеристика общего тракта В (рис. III-72) пересекает суммарную характеристику вентиляторов левее точки 3, соответствующей наибольшему значению расхода на нижней ветви суммарной характеристики машин, то точек пересечения будет больше одной и расчетный режим многозначен (точки 1 и 2).

Выбор машин следует производить таким образом, чтобы исключить многозначность режимов при расчетной характеристике тракта, т. е. расчетная характеристика тракта Г должна лежать правее точки 3.

При регулировании направляющим аппаратом по мере прикрытия его лопаток

подъемный участок напорной характеристики машины сглаживается, но тем не менее может иметь место. В случае синхронного регулирования направляющими аппаратами параллельно включенных однотипных машин, которые работают в тракте с характеристикой в виде квадратичной параболы, проходящей через начало координат Q , H , проверку на отсутствие многозначности режимов обычно достаточно производить путем построения суммарной характеристики машин для одного положения направляющего аппарата, как правило, полностью открытого. В общем случае (характеристика сети имеет иной вид, разнотипные машины, несинхронное регулирование направляющими аппаратами и т. п.) эту проверку следует выполнять более детально с анализом всех возможных вариантов.

Пример проверки устойчивости при параллельной работе машин приведен в приложении VI.

III-67. Наибольшей вероятностью возникновения затруднений при многозначности режимов характеризуется запуск в работу второго параллельно включенного вентилятора при полностью загруженном первом. В этом случае второй вентилятор, несмотря на полное открытие его направляющего аппарата, может не взять нагрузки, пока не будут достаточно снижены сопротивление общего тракта и нагрузка первого вентилятора путем прикрытия его направляющего аппарата. Во избежание этого рекомендуется в тех случаях, когда при построении суммарной характеристики установленных вентиляторов выявляется опасность возник-

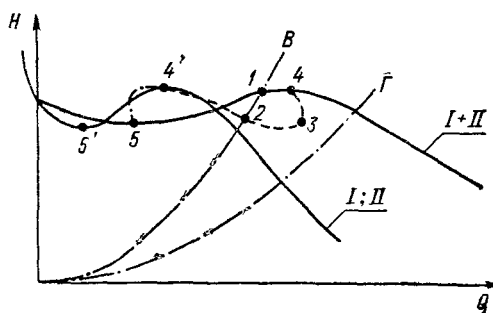


Рис. III-72. Характеристики двух одинаковых вентиляторов при параллельной работе

I , II — исходные характеристики вентиляторов.
 $I + II$ — суммарная характеристика вентиляторов

новения многозначных режимов, предусматривать возможность перекрытия общей перемычки с целью перехода к работе обоих вентиляторов в индивидуальных трактах.

III-68. Из изложенного ясно, что увеличение нагрузки вентиляторов по производительности, т. е. снижение сопротивления тракта, способствует повышению запаса устойчивости их работы. Увеличение полезной тяги дымовой трубы ведет к тому же.

Наоборот, дросселирование горелок или отключение некоторых из них при пониженных нагрузках способствует снижению запаса устойчивости работы дутьевых вентиляторов.

III-69. Для обеспечения устойчивости параллельной работы вентиляторов с подъемным участком характеристики в общем тракте котлоагрегата в некоторых случаях может применяться схема газопроводов с включением ближайших к машинам элементов газовоздушного тракта котлоагрегата (электрофильтров и воздухоподогревателей) в индивидуальные тракты и объединением в общий тракт только остальных элементов котлоагрегата. Увеличение доли индивидуальных сопротивлений в общем тракте приводит, как указывалось выше, к сглаживанию приведенных характеристик машин.

III-70. При практиковавшейся ранее (в целях кажущихся удобств эксплуатации) установке в малых котельных общей перемычки между газоходами нескольких котлоагрегатов, служащей для обеспечения работы дымососов с любой соседний котел (рис. III-73), имеет место не только параллельная работа всех дымососов, но и параллельное включение газовых трактов соседних котлов, имеющих, как правило, различные сопротивления (хотя бы вследствие

различия нагрузки котлов или неодинаковой степени разуплотнения этих трактов). Поэтому применение таких перемычек по

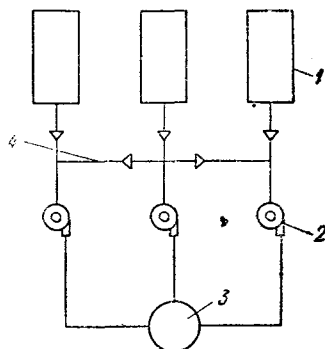


Рис. III-73. Схема присоединения дымососов к котельным агрегатам с помощью общей перемычки

1 — котлы, 2 — дымососы, 3 — дымовая труба, 4 — перемычка

газовому тракту между отдельными котлоагрегатами следует допускать лишь после проведения анализа устойчивости параллельной работы машин.

ПРИЛОЖЕНИЕ IV

УПРОЩЕННАЯ МЕТОДИКА ПЕРЕСЧЕТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ПО ГАЗУ ИЛИ ВОЗДУХУ

IV-1. Настоящая методика рекомендует для расчета газового или воздушного сопротивления участков тракта котельных агрегатов или трактов в целом в тех случаях, когда ранее был выполнен полный аэродинамический расчет котла или участка тракта теми же конструктивными элементами, но на отличающиеся от заданных условия (топливо, нагрузка). В основу пересчета принимается определенная из полного расчета величина перепада полных давлений по участку тракта или по тракту $\Delta h_{п}^{исх}$, мм вод. ст., рассчитываемая по формуле (2-26) или (3-16)

IV-2. Сопротивление участка газового тракта (в мм вод. ст.) для заданных условий определяется по формуле:

$$\Delta h_p = \Delta h_{исх} \left[\frac{B_p^{р} V_p T_p (1 + r_p)}{B_p^{исх} V_{исх} T_{исх} (1 + r_{исх})} \right]^n \times \frac{T_{исх}}{T_p}, \quad (IV-1)$$

где индексы «исх» и «р» соответствуют исходному режиму, для которого определено ранее сопротивление участка, и расчетному режиму; B_p — расчетный расход топлива

с учетом механического недожога, кг/ч; V — средний объем газов на 1 кг топлива в рассчитываемом участке при 0°C и 760 мм вод. ст., м³/кг; T — средняя абсолютная температура газов на участке, $^\circ \text{K}$; r — коэффициент рециркуляции.

Значение показателя степени n зависит от характеристики данного участка и принимается по табл. VII-8. Если на участке встречаются элементы, для которых значения n различаются, то принимается среднее значение.

При расчете сопротивления котла с рециркуляцией дымовых газов следует отдельно рассчитывать участок тракта котла, который проходят рециркулирующие газы, и остальные участки. При расчете сопротивления тракта рециркулирующих газов следует отдельно рассчитывать участок его от места забора газов до ввода их в котел и участок тракта котла, который проходят рециркулирующие газы.

IV-3. Перепад давлений для всего газового тракта при расчетных условиях чаще приходится определять также пересчетом исходных сопротивлений отдельных его участков. Однако при сравнительно простых трактах возможен пересчет для всего тракта в целом.

Перепад полных давлений по газовому тракту котла (в мм вод. ст.) для заданных условий определяется по формуле:

$$\Delta H_{\Pi}^p = (\Delta H_{\Pi}^{нсх} - h_{\tau}^* + H_c^{нсх}) \times \left[\frac{B_p^p (V_{г. \tau} + V_{г. д})_p}{B_p^{нсх} (V_{г. \tau} + V_{г. д})_{нсх}} \frac{T_p^{ср}}{T_{нсх}^{ср}} \right]^{1.8} \times \times \frac{\rho_0}{\rho_0_{нсх}} \frac{T_{нсх}^{ср}}{T_p^{ср}} \frac{(1 + \mu_{мас})_p}{(1 + \mu_{мас})_{нсх}} \frac{h_{бар}^{нсх}}{h_{бар}^p} + h_{\tau}^* - H_c^{нсх}, \quad (IV-2)$$

где h_{τ}^* — разрежение на выходе из топki, мм вод. ст.; $H_c^{нсх}$ — суммарная самотяга по всему тракту, подсчитанная в исходном расчете, мм вод. ст.; $V_{г. \tau}$ и $V_{г. д}$ — объемы газов на 1 кг топлива при коэффициентах избытка воздуха на выходе из топki и перед дымососом (при наддуве — за воздухоподогревателем) при 0° С и 760 мм рт. ст., м³/кг; $T_p^{ср} = \frac{\theta_{\tau}^* + \theta_{д}}{2} + 273$ — среднеариф-

метическое значение абсолютных температур газов на выходе из топki и перед дымососом, °К; ρ_0 — плотность дымовых газов при 760 мм рт. ст. и 0° С, (кгс·сек²)/м⁴, определяемая по рис. VII-26; $\mu_{мас}$ — массовая концентрация золы в дымовых газах [формула (2-22)], кг/кг; $h_{бар}$ — барометрическое давление, мм рт. ст.

При наличии золоуловителя можно для упрощения вместо расчета тракта по участкам (п. 2-53) вести расчет тракта в целом, определяя усредненное значение поправки на запыленность $(1 + \mu_{мас})$ по среднезвешенной величине концентрации золы:

$$\mu_{мас. нсх}^{ср} = \mu_{мас. нсх} \frac{(\sum \Delta h_1)_{нсх}}{\Delta H_{нсх}};$$

$$\mu_{мас. p}^{ср} = \mu_{мас. p} \frac{(\sum \Delta h_1)_{нсх}}{\Delta H_{нсх}}.$$

Если какой-нибудь элемент котла конструктивно изменяется, то пересчет удобнее вести, пользуясь суммой расчетных сопротивлений тракта без поправок $\sum \Delta h$, мм вод. ст. Тогда формула (IV-2) примет вид

$$\Delta H_{\Pi}^p = \left\{ (\sum \Delta h^{нсх} - \Delta h_{нзм}^{нсх}) \times \times \left[\frac{B_p^p (V_{г. \tau} + V_{г. д})_p}{B_p^{нсх} (V_{г. \tau} + V_{г. д})_{нсх}} \frac{T_p^{ср}}{T_{нсх}^{ср}} \right]^{1.8} \times \right.$$

$$\times \frac{T_{нсх}^{ср}}{T_p^{ср}} + \Delta h_{нзм}^p \left. \right\} \times \times \left[M_p (1 + \mu_{мас}) \frac{760}{h_{эф}} \right]_p + h_{\tau}^* - H_c^{нсх}, \quad (IV-3)$$

где $\Delta h_{нзм}$ — сопротивление изменяемого элемента, мм вод. ст. M_p — поправка к плотности воздуха по рис. VII-26.

При изменении высоты дымовой трубы и, следовательно, ее самотяги окончательно вычитаемая величина суммарной самотяги соответственно изменяется.

IV-4. Расчет сопротивления воздушного тракта на заданные условия целесообразно вести раздельно для двух участков: вход во всасывающий воздухопровод — выход из воздухоподогревателя и выход из воздухоподогревателя — выход в топку, — так как на втором участке воздух может перераспределяться.

При рециркуляции горячего воздуха следует отдельно рассчитывать всасывающий воздухопровод и отдельно участок от выхода из дутьевого вентилятора до выхода из воздухоподогревателя.

Сопротивление участка от входа во всасывающий воздухопровод или от выхода из вентилятора до выхода из воздухоподогревателя для заданных условий определяется по формуле:

$$\Delta h_p^{уч} = \Delta h_{нсх}^{уч} \times \times \left[\frac{B_p^{V^0} (2\beta_{вп}^* + \Delta \alpha_{вп} + \beta_{рц})_p}{B_p^{нсх} V_0^{нсх} (2\beta_{вп}^* + \Delta \alpha_{вп} + \beta_{рц})_{нсх}} \times \times \left[\frac{T_p^{ср}}{T_{нсх}^{ср}} \right]^n \frac{T_{нсх}^{ср}}{T_p^{ср}}, \quad (IV-4)$$

где V^0 — теоретически необходимое количество воздуха, м³/кг; $\beta_{вп}^*$ — отношение количества воздуха на выходе из воздухоподогревателя к теоретически необходимому; $\Delta \alpha_{вп}$ — утечка воздуха из воздушных каналов во всем воздухоподогревателе, принимаемая равной присосу по газовой стороне;

$T_p^{ср} = \frac{t_{х. в} + t_{г. в}}{2} + 273$ — среднее арифметическое значение абсолютных температур воздуха на входе в воздухоподогреватель и на выходе из него, °К; при наличии калориферов за начальную принимается средняя температура воздуха в них; n — принимается по табл. VII-8; B_p — см. формулу (IV-1).

Сопротивления остальных участков воздушного тракта пересчитываются по расходу и температуре воздуха в них, причем принимается показатель степени для пересчета $n = 2$.

ПРИМЕРЫ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

В-А. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТОВ

Расчеты ведутся по компоновочным чертежам. Целесообразно также выполнять расчетные схемы газозвдушного тракта с разделением его на участки.

Необходимые для расчета данные принимаются из теплового расчета агрегата и из расчета пылеприготовительной установки, конструктивные характеристики — по соответствующим чертежам котельного агрегата.

Расчеты и их результаты представлены в примерах в форме таблиц, дающих достаточно наглядное представление о ходе расчета и обеспечивающих относительно небольшой объем текста. Все необходимые пояснения даны в таблицах. Выбор дымососов и вентиляторов в примерах не производится. Пример их выбора см. в § VI-A.

Если расчеты ведутся на малых счетных машинах (типа «Элка», «Искра» и т. п.), то целесообразнее определять динамическое давление не по рис. VII-2 (как в примерах), а по формуле $\omega^2 r/2$. В этом случае в таблицах исходных данных приводятся плотности среды по участкам.

В конце приложения приведены пример пересчета сопротивления установки по упрощенной методике и указания для расчета

сопротивления некоторых сложных узлов (сочетание разделения потока с поворотом), могущих встретиться в компоновках.

В-Б. ПРИМЕР РАСЧЕТА КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ С ПЫЛЕУГОЛЬНЫМ КОТЛОМ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ ПРИ РАБОТЕ С УРАВНОВЕШЕННОЙ ТЯГОЙ

Расчет выполняется для котельной установки с котлом производительностью 950 т/ч . Исходные данные принимаются в основном из примера теплового расчета такого котла, приведенного в Тепловом расчете котельных агрегатов (нормативный метод) — М., «Энергия», 1973. Однако в то время как пример теплового расчета выполнен для котла под наддувом, данный пример составлен для котла с уравновешенной тягой.

Топливо — уголь марки ГСШ. Подача пыли в топку осуществляется горячим воздухом от дутьевых вентиляторов первичного воздуха. Схема тракта котельного агрегата и газозвдухопроводов приведена на рис. V-1. Скорости газов и воздуха на основных участках газозвдухопроводов выбраны, как правило, с учетом требований экономичности. Исходные данные для расчета установки приведены в табл. V-1 и V-2. Расчеты установки даны в табл. V-3—V-7.

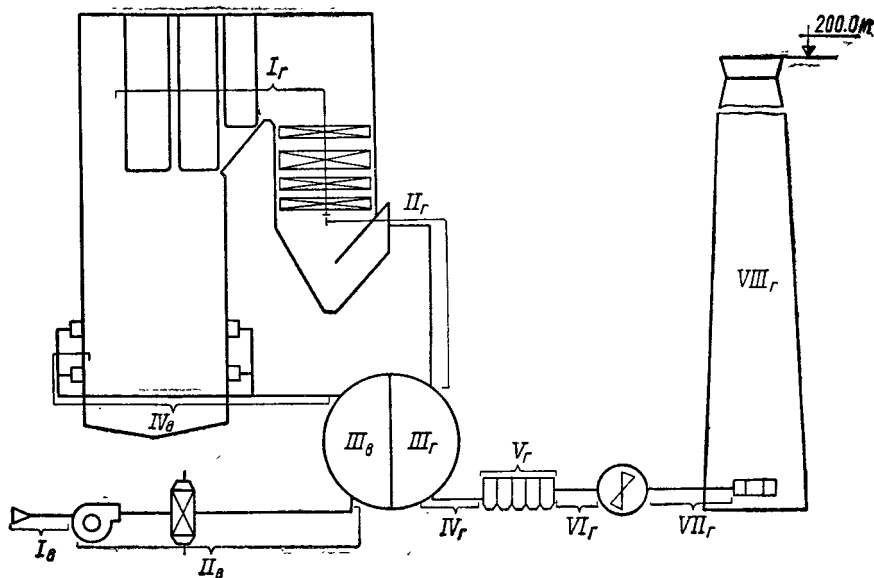


Рис. V-1. Схема тракта для аэродинамического расчета установки с пылеугольным котлом с уравновешенной тягой

Таблица V-1

Исходные данные для расчета установок¹ (рис. V-1)

$$(B_p = 133\ 800\ \text{кг/ч}; V^0 = 5,55\ \text{м}^3/\text{кг}; \alpha_T = 1,2; V_T^1 = 7,15\ \text{м}^3/\text{кг}; \alpha_{T_0} = 1,26; V_{T_0}^1 = 7,48\ \text{м}^3/\text{кг}; \alpha_{yx} \approx 1,46; V_{T_0}^1 = 8,61\ \text{м}^3/\text{кг}; \alpha_D = 1,605; V_D = 9,43\ \text{м}^3/\text{кг})$$

Номер и наименование участка	Участки газового тракта			Секундный расход среды (газов, воздуха) по участкам $V_{\text{сек}}, \text{м}^3/\text{сек}$
	Температура среды, °C	Коэффициент избытка воздуха α	См. табл. V-2	
I _Г . От выхода из топочной камеры до выхода из экономайзера			См. табл. V-2	
II _Г . От выхода из экономайзера до входа в РВП	396	1,26		680
III _Г . РВП			См. табл. V-2	
IV _Г . От РВП до золоуловителей	130	1,46		472
V _Г . Золоуловители	130	1,46		472
VI _Г . От выхода из золоуловителей до дымососа ²	121	1,605		$133\ 800 (8,61 + 0,145 \cdot 5,55) \cdot (121 + 273) = 506$
VII _Г . От дымососа до входа в дымовую трубу	121	1,605		506
VIII _Г . Дымовая труба	121	1,605		506
Участки воздушного тракта				
I _В . Воздухопровод от заборного окна до вентилятора	30	1,31		232
II _В . От выхода из вентилятора до РВП	30	1,31		232
III _В . РВП			См. табл. V-2	
IV _В . От выхода из РВП до горелок и горелки	341	1,11		398

¹ Объемы газов V_T и воздуха V^0 выражены в м^3 при 0 °C и 760 мм рт. ст.² Температура газов у дымососа $\Phi_D = \frac{\alpha_{yx} \Phi_{yx} + \Delta t_{T_0} \cdot v}{\alpha_{yx} + \Delta \alpha} = \frac{1,46 \cdot 130 + 0,145 \cdot 30}{1,46 + 0,145} = 121^\circ \text{C}$.

Таблица V-2

Исходные данные для расчета участков I, II, III и III_в (см. табл. V-1)

Наименование величины	Обозначение	Единица измерения	Участки тракта котла								ЭВР	
			Поворот на выходе из топки	Ширмы	Ширмы (выходной пакет перегревателей)	Газовая камера	Выходной пакет вторичного перегревателя	Входной пакет вторичного перегревателя		Экономизер	Горячая часть (газ/воздух)	Холодная часть (газ/воздух)
Диаметр труб	d	мм	—	32	32	—	42	50	50	32	$d_2 = 9,6$	$d_3 = 9,86$
Расположение труб	—	—	—	Коридорное	—	—	Шахматное					
Шаг труб	s_1/s_2	мм	—	692/35	752/35	—	144/59,2	144/69,5	144/95,5	90/49	—	—
Относительные шаги	σ_1/σ_2	—	—	21,6/1,09	23,5/1,08	—	3,43/1,24	2,88/1,38	2,88/1,89	2,81/1,53	—	—
Коэффициент, учитывающий форму пучка	Φ, Φ	—	—	—	—	—	2,12	1,875	1,345	1,68	—	—
Число рядов труб по ходу газов (расчетное)	$\frac{z_1}{l}$	$\frac{—}{м}$	—	$\frac{—}{3,8}$	$\frac{—}{2,88}$	—	$\frac{12}{—}$	$\frac{24}{—}$	$\frac{24}{—}$	$\frac{32}{—}$	$\frac{—}{2,2}$	$\frac{—}{0,6}$
Длина канала по ходу газов												
Сечение для прохода газов/воздуха	F_p/F_v	м ²	116	257	178	101	98	98,9	98,9	17,7	46,8/46,8	43,5/43,5
Избыток воздуха средний	α	—	1,2	1,2	1,2	1,205	1,21	1,23	1,23	1,25	1,36/1,21	—
Средний объем дымовых газов/воздуха (при 0° С и 760 мм рт. ст.)	V	м ³ /кг	7,15	7,15	7,15	7,15	7,21	7,32	7,32	7,43	8,05/6,75	—
Средняя температура газов/воздуха	Φ/t_v	°С	1071	1116	967	888	805	644	644	463	282/219	144/59
Средняя скорость газов/воздуха	w	м/сек	11,3	5,3	6,7	11,36	10,8	9,2	9,2	7,6	13,0/9,45	10,5/6,85
Поправочный коэффициент (табл. VII-5)	K	—	—	1,2	1,2	—	1,2	1,2	1,2	1,2	1,0	1,0

Таблица V-3

Расчет тяги					
Номер сопро- тивле- ния	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления ζ и способ его определения	Сопротивление $\Delta h = \zeta h$, мм вод. ст.
Участок I _Г : от топочной камеры до выхода из экономайзера					
1	Поворот газов из топки в горизонтальный газо- ход	$F_1 = 150 \text{ м}^2$; $F_2 = 116 \text{ м}^2$; $F_2/F_1 = 0,775$; $\frac{a}{b} = 2,58$	11,9	$\zeta = 1,0 \cdot 0,86 = 0,86$; рис. VII-19, VII-16, VII-17	$0,89 \cdot 1,75 = 1,6$
2	Поворотная камера	$\phi_1 = 967^\circ \text{ C}$; $w_1 = 6,7 \text{ м/сек}$; $\phi_2 = 805^\circ \text{ C}$; $w_2 = 10,8 \text{ м/сек}$	—	1,0; п. 1-52	$\frac{1,0}{2} \cdot (0,65 + 1,97) = 1,3$
3	Выходной пакет вторич- ного пароперегревателя	См. табл. V-2	10,8	Рис. VII-7	$0,3 \cdot 1,97 \cdot (12 + 1) \cdot 1,2 = 9,2$
4	Входной пакет вторичного пароперегревателя	См. табл. V-2	9,2	Рис. VII-7	$(1,13 + 1,06) \cdot 0,88 \cdot 0,68 \times$ $\times (24 + 1) \cdot 1,2 = 39,3$
5	Водяной экономайзер	См. табл. V-2	7,6	Рис. VII-7	$1,01 \cdot 0,99 \cdot 0,55 \cdot (32 + 1) \cdot 1,2 =$ $= 21,8$
	Суммарное сопротивление участка $\Delta h_{I\Gamma}$	—	—	—	71,6
Участок II _Г : от выхода из экономайзера до входа в РВП *					
6	Конфузор в прямом ка- нале	$\frac{F_m}{F_0} = \frac{3,65 \cdot 3,4}{8,65 \cdot 8,65} = 0,39$; $\alpha > 60^\circ$	$\frac{680}{2 \cdot 29,4} = 11,5$	0,3 Рис. VII-11	$0,3 \cdot 3,55 = 1,1$
7	Резкий поворот-конфузор на 135°	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{3,0 \cdot 8,65}{3,4 \cdot 8,65} = 0,88$; $\frac{a}{b} = \frac{8,65}{3,4} = 2,54$	$\frac{680}{2 \cdot 26,0} = 13,1$	$1,23 \cdot 2,3 \cdot 0,87 = 2,46$ рис. VII-19, VII-16, VII-17	$2,46 \cdot 4,5 = 11,1$
8	Конфузор в прямом ка- нале	$\frac{F_m}{F_0} = 0,546$; $\alpha = 43^\circ$	$\frac{680}{2 \cdot 3 \cdot 4,3} = 23,9$	0,1; п. 17 табл. VII-3	$0,1 \cdot 15 = 1,5$

Продолжение табл. V-3

Номер сопро- твляе- ния	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления ξ и способ его определения	Сопротивление $\Delta h = \xi \frac{w^2}{2g}$ мм вод. ст.
9	Поворот-диффузор на 135° с закругленными кром- ками	$\frac{F_2}{F_1} = 1,73; r/b = 0,3;$ $\frac{a}{b} = 1,3$	23,9	$0,6 \cdot 1,2 \cdot 0,92 = 0,66;$ рис. VII-19, VII-16, VII-17	$0,66 \cdot 15,5 = 10,2$
10	Шибер	—	$\frac{680}{2 \cdot 7,0 \cdot 3,5} = 13,9$	0,1; п. 16 табл. VII-3	$0,1 \cdot 5,2 = 0,5$
11	Трение на участке 4	$l = 20 \text{ м};$ $d_3 = \frac{2 \cdot 4,3 \cdot 3,3}{4,3 + 3,3} = 3,73 \text{ м}$	$\frac{680}{2 \cdot 4,3 \cdot 3,3} = 23,9$	$0,02 \cdot \frac{20}{3,73} = 0,107$	$0,107 \cdot 15,5 = 1,7$
	Суммарное сопротивление участка $\Delta h_{II,Г}$	—	—	—	26,1
Участок III: регенеративный воздухоподогреватель					
12	Горячая часть	$Re = 2680$	13,0	$0,139 \cdot \frac{2,2}{0,0096} = 31,9;$ рис. VII-5	$31,9 \cdot 5,5 = 175,5$
13	Холодная часть	$Re = 3700$	10,5	$0,0425 \cdot 1,0 \cdot \frac{0,6}{0,0098} = 2,6;$ рис. VII-5	$2,6 \cdot 4,75 = 12,3$
	Суммарное сопротивление участка $\Delta h_{III,Г}$	—	—	—	$1,0 \cdot (175,5 + 12,3) = 187,8$
Участок IV: выход из воздухоподогревателя — вход в золоуловители					
14	Поворот-конфузор на 90° с закругленными кром- ками	$\frac{F_2}{F_1} = 11,2/24,5 = 0,457;$ $r/b \approx 0,3; \frac{a}{b} = 2,8/4,0 = 0,7$	$\frac{472}{2 \cdot 11,2} = 21,1$	$0,1 \cdot 1,0 \cdot 1,1 = 0,11;$ рис. VII-19, VII-16, VII-17	$0,11 \cdot 19,5 = 2,1$

Продолжение табл. V-3

Номер сопро- тивле- ния	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления ζ и способ его определения	Сопротивление $\Delta h = \zeta \frac{w^2}{2g}$, мм вод. ст.
15	Клапан	—	21,1	0,1; п. 16 табл. VII-3	0,1 · 19,5 = 2,0
16	Два плавных поворота на 45°	$R/b = 0,9$	21,1	$0,3 \cdot \frac{45}{90} = 0,15$; п. 2-31	2 · 0,15 · 19,5 = 5,9
17	Поворот на 90° с закруг- лениями кромками	$r/b = 0,9$	21,1	0,3; п. 2-31	0,3 · 19,5 = 5,8
18	Трение на участке	$l = 25 \text{ м};$ $d_2 = \frac{2,4 \cdot 0,2,8}{4,0 + 2,8} = 3,3 \text{ м}$	21,1	$0,02 \cdot \frac{25}{3,3} = 0,152$	0,152 · 19,5 = 3,0
	Суммарное сопротивление участка Δh_{1V_r}	—	—	—	18,8
Участок V_r : золоуловители					
	Суммарное сопротивление участка Δh_{V_r}	Установлены горизонтальные электрофильтры типа УГ-2	—	П. 2-36	20
Участок V_{I_r} : от выхода из золоуловителей до дымооса *					
19	Конфузор	$\frac{F_M}{F_6} = \frac{5,5 \cdot 2,4}{12,0 \cdot 6,0} = 0,18;$ $\alpha = 105^\circ$	$\frac{506}{2 \cdot 3 \cdot 13,2} = 6,4$	0,4; рис. VII-11	0,4 · 1,85 = 0,7
20	Конфузор	$\frac{F_M}{F_6} = \frac{2,4 \cdot 2,0}{5,5 \cdot 2,4} = 0,364;$ $\alpha = 21^\circ$	$\frac{506}{2 \cdot 3 \cdot 2,0 \cdot 2,4} = 17,6$	0,1; п. 17 табл. VII-3	0,1 · 14,0 = 1,4
21	Два плавных поворота на 45°	$R/b = 0,9$	17,6	$0,3 \cdot \frac{45}{90} = 0,15$	2 · 0,15 · 14,0 = 4,2

Продолжение табл. V-3

Номер сопро- тивле- ния	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления и способ его определения	Сопротивление $\Delta h = \zeta \frac{w^2}{2g}$ мм вод. ст.
22	Трение на участке	$d_3 = \frac{l = 20 \text{ м};}{2 \cdot 6 \cdot 2,4} = 3,43 \text{ м}$	17,6	$0,02 \cdot \frac{20}{3,43} = 0,117$	$0,117 \cdot 14,0 = 1,6$
	Суммарное сопротивление участка Δh_{VII_r}	—	—	—	7,9
Участок VII _r : от выхода из дымохода до входа в дымовую трубу					
23	Поворот-диффузор на 90° с закругленными кро- ками	$r/b = 0,5; a/b = 1,2;$ $\frac{F_2}{F_1} = \frac{5,1 \cdot 3,4}{6,0 \cdot 2,4} = 1,2$	17,6	$0,33 \cdot 1,0 \cdot 0,95 = 0,313;$ рис. VII-19, VII-16, VII-17	$0,313 \cdot 14,0 = 4,4$
24	Плавный поворот на 90°	$R/b = 1,0$	$\frac{506}{2 \cdot 17,3} = 14,6$	0,3; п. 2-31	$0,3 \cdot 9,6 = 2,9$
25	Клапан	—	14,6	0,1; п. 16 табл. VII-3	$0,1 \cdot 9,6 = 1,0$
26	Трение на участке	$d_3 = \frac{2 \cdot 5,1 \cdot 3,4}{5,1 + 3,4} = 4,08 \text{ м};$ $l = 40 \text{ м}$	14,6	$0,02 \cdot \frac{40}{4,08} = 0,196$	$0,196 \cdot 9,6 = 1,9$
27	Вход в дымовую трубу	$F = 5,1 \cdot 3,4 = 17,3 \text{ м}^2$	14,6	0,62; п. 2-34; рис. III-49, а	$0,62 \cdot 9,6 = 5,9$
	Суммарное сопротивление участка Δh_{VIII_r}	—	—	—	16,1
Участок VIII _r : дымовая труба *					
	Сопротивление дымовой трубы Δh_{VIII_r}	См. расчет трубы	—	—	36,2

1 Для поверхностей нагрева дополнительно умножается на поправочный коэффициент K (табл. VII-5).

2 Сопротивление поворота учитывается в расчете дутья.

3 Сопротивление диффузора на переходе от входного патрубка к РВП не учитывается, так как $P_2/F_1 < 1,3$ (п. 2-31) то же и для конфузора на выходном патрубке.

4 Расчет сопротивления трения приближенно ведется по данным для участка со скоростью 23,9 м/сек.

5 Предварительно принимается, что устанавливаются дымоходы ДЮ-31,5 и соответственно определяются размеры сечения подводящих и отводящих патрубков. После выбора дымоходов следует проверить необходимость уточнения сопротивления притыкающих к ним участков с учетом действительных размеров сечений.

6 Выбор размеров дымовой трубы и расчет ее сопротивления приведены в табл. V-5.

Таблица V-4

Определение перепада полных давлений по газовому тракту; проверка наличия подпора за дымососом и определение экономической скорости

Наименование величины	Единица измерения	Расчетные данные	Способ определения	Расчетное значение
Суммарное сопротивление газового тракта	мм вод. ст.	—	$\Sigma \Delta h_{г-VIII_{г}}$	3 4,5
Среднее эффективное давление в газовом тракте	мм рт. ст.	$h_{бар} = 760$ мм рт. ст.	Формула (2-23)	$760 - \frac{322,2}{2 \cdot 13,6} = 748$
Сопротивление тракта с учетом поправки	мм вод. ст.	$r_{H_2O} = 0,085$	M_p по рис. VII-26	$384,5 \cdot 1,01 \frac{760}{748} = 395$
Самотяга опускающей шахты	мм вод. ст.	$H_{ш} = 23$ м; $\phi_{ср} = 640^\circ$ C; $r_{H_2O} = 0,09$	$h'_0 = -0,81$; рис. VII-26	$23 \cdot (-0,81) = -18,6$
Самотяга газопроводов	мм вод. ст.	$H_{гпр} = 12$ м; $\phi = 121^\circ$ C; $r_{H_2O} = 0,07$	$h'_c = -0,275$; рис. VII-26	$12 \cdot (-0,275) = -3,3$
Самотяга дымовой трубы	мм вод. ст.	$H_{гтрб} = 200$ м; $\phi = 121^\circ$ C; $r_{H_2O} = 0,07$	$h'_0 = 0,275$; рис. VII-26	$200 \cdot 0,275 = 55,0$
Суммарная самотяга газового тракта $\Sigma \Delta h'_c$	мм вод. ст.	—	—	$55,0 - (18,6 + 3,3) = 33,1$
Перепад полных давлений ΔH_p	мм вод. ст.	$h''_T = 2,0$	Формула (2-26)	$2 + 395 - 33 = 364$
Расход газов у дымососов (при температуре 121° C) V_d	м ³ /ч	—	—	$506 \cdot 3600 = 1820 \cdot 10^3$
Суммарное сопротивление нагнетательного тракта $\Sigma \Delta h_{наг}$	мм вод. ст.	—	$\Delta h_{VII_{г}} + \Delta h_{VIII_{г}}$	52,3

Продолжение табл. V-4

Наименование величины	Единица измерения	Расчетные данные	Способ определения	Расчетное значение
Динамическое давление в начале нагнетательного тракта $h_{\text{нарн}}$	мм вод. ст.	$w_{\text{нарн}} = 17,6 \text{ м/сек}$ $\varphi = 121^\circ \text{ С}$	—	14,0
Расчетная самотяга нагнетательного тракта $\Sigma h_{\text{нарн}}$	мм вод. ст.	Разность отметок дымохода и входа в дымовую трубу равна нулю	—	55,0
Статическое давление в начале нагнетательного тракта $h_{\text{ст}}$	мм вод. ст.	—	Формула (2-28)	$(52,3 - 14,0) \cdot 1,01 \cdot \frac{760}{748} = 55,0$
Коэффициент местных сопротивлений $\Sigma \xi$ участка от дымохода (после поворота диффузора) до дымовой трубы	—	—	$\xi_{24} + \xi_{25}$	$0,3 + 0,1 = 0,4$
Длина газопровода l	м	—	Из расчета участка	40
Приведенный коэффициент сопротивления $\xi_{\text{пр}}$	—	—	Формула (III-1)	$4 \cdot 0,02 + \frac{0,4}{40} \cdot \sqrt{\frac{506}{2}} = 0,24$
Экономическая скорость $w_{\text{эк}}$ на участке	м/сек	—	Ряв. III-4	$1,1 \cdot 14,5 = 16,0$
Принятая скорость w	м/сек	—	—	14,5

¹ Поправка на запыленность не вносится, так как $\mu_{\text{маз}} < 6$.

² Определенный знак статического давления показывает, что газопроводы нагнетательного тракта находятся под разрежением.

³ Индексы у коэффициентов сопротивления соответствуют номерам сопротивления в табл. V-3.

⁴ Отличие принятой скорости от экономической лежит в допустимых пределах.

Таблица V-5

Выбор размеров дымовой трубы

Наименование величин	Единица измерения	Расчетные данные	Способ определения	Расчетное значение
Расход газов через трубу (при подключении двух котлов) $V_{\text{трб}}$	$\text{м}^3/\text{сек}$	$2V_{\text{г}}$	—	$2 \cdot 506 = 1012$
Расход топлива на два котла	$\text{кг}/\text{ч}$	$2B$	—	$\frac{2 \cdot 133,8 \cdot 10^3}{1 - 0,005} = 269 \cdot 10^3$
Расчетное содержание сернистого ангидрида в дымовых газах MSO_2	$\text{г}/\text{сек}$	$\text{SP} = 3,4\%$	П. III-44	$5,56 \cdot 3,4 \cdot 269 \cdot (1 - 0,1) = 4600$
То же летучей золы M_3	$\text{г}/\text{сек}$	$\text{AP} = 22,3\%; q_4 = 0,5\%;$ $a_{\text{ун}} = 0,8; \eta_{3\text{у}} = 98\%;$ $Q_{\text{H}} = 5000 \text{ ккал}/\text{кг}$	П. III-44	$2,78 \left(22,3 + 0,5 \cdot \frac{5000}{8100} \right) \cdot 269 \cdot 0,8 \cdot (1 - 0,98) = 272$
Расчетная высота дымовой трубы $h_{\text{трб}}^1$	м	$\delta t = 121 - 16$ (температура 16°C определена по метеорологическому справочнику); $m = 0,9$ (задается)	Формула (III-3)	$\sqrt{\frac{0,9 \cdot 160 \cdot 4600}{(0,5) - 0,05}} \sqrt{\frac{3}{2 \cdot 1012 \cdot 105}} = 177$
Принимаем высоту трубы по рис. III-44 (труба железобетонная)		—	Рис. III-44	200
Расчетная экономическая скорость газов на выходе из трубы $w_{\text{эк}}$	$\text{м}/\text{сек}$	$3_{\text{Эн}} = 12 \text{ руб}/(\text{квт} \cdot \text{ч});$ $\eta_{\text{H}} = 5000 \text{ ч}$	П. III-46; рис. III-46	30
Расчетный диаметр устья дымовой трубы d_0	м	—	$\sqrt{\frac{V_{\text{трб}}}{w_{\text{эк}} \cdot 0,785}}$	$\sqrt{\frac{1012}{30 \cdot 0,785}} = 6,55$
Принятый диаметр устья дымовой трубы d_0	м	—	Рис. III-44	7,2
Действительная скорость в устье дымовой трубы w_0	$\text{м}/\text{сек}$	—	$\frac{V_{\text{трб}}}{F_0}$	$\frac{1012}{0,785 \cdot 7,2^2} = 24,9$

Наименование величин	Единица измерения	Расчетные данные	Способ определения	Расчетное значение
Критерий R для верхнего (нулевого) участка трубы R_0	—	Уклон верхнего участка $i = 0,01$; расчетная температура воздуха 16°C	Формула (III-4)	$\frac{(0,05 + 8 \cdot 0,01) \cdot 28,5}{7,2 \cdot 0,132 \cdot \left(\frac{273}{273 + 16} - 1,01 \cdot \frac{273}{273 + 121} \right)} = 1,58$
Критерий R для нижележащего участка трубы R_1	—	Уклон $i = 0,02$; $w_1 = 19,2 \text{ м/сек}$	Формула (III-4)	$\frac{(0,05 + 8 \cdot 0,02) \cdot 17,1}{8,2 \cdot 0,132 \cdot \left(\frac{273}{273 + 16} - 1,01 \cdot \frac{273}{273 + 121} \right)} = 1,34$
Критерий R для второго участка R_2	—	Уклон $i = 0,03$; $w_2 = 11,5 \text{ м/сек}$	Формула (III-4)	$\frac{(0,05 + 8 \cdot 0,03) \cdot 6,2}{10,6 \cdot 0,132 \cdot \left(\frac{273}{273 + 16} - 1,01 \cdot \frac{273}{273 + 121} \right)} = 0,52$
Максимум избыточного давления (на первом участке) Ψ_m	—	$d_1 = 8,2 \text{ м}$; $d_0 = 7,2 \text{ м}$; $d_1/d_0 = 1,14$	Формула (III-5а)	$\left(1 + \frac{0,05}{8 \cdot 0,01} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{1,14^4} \right) - \frac{0,326 \cdot 50}{28,5} + \left(1 + \frac{0,05}{8 \cdot 0,02} \right) \cdot \frac{0,03}{1,14^4} = 0,12$
Минимальное разрежение, которое должен создать диффузор, Φ_d	—	—	$1, \Phi_m$	$1,1 \cdot 0,12 = 0,13$
Геометрические размеры диффузора: d_d, l_d	м	—	Рис. III-48; $\zeta_d = 0,005$	$\frac{7,2 \cdot 1,035}{7,2 \cdot 0,07} = 7,45$
Скорость газов на выходе из трубы при установке диффузора $w_{\text{ш}}$	м/сек	—	$\frac{V_{\text{трб}}}{F_{\text{ш}}}$	$\frac{1012}{0,785 \cdot 7,45^2} = 23,2$
Сопротивление дымовой трубы $\Delta h_{\text{трб}}$	мм вод. ст.	$= 0,132 \cdot \frac{273}{273 + 121} = 0,092 \text{ кгс/сек}^2/\text{м}^4$ $w_d = 5,0 \text{ м/сек}$; $\rho_{\text{д ш}} = 24,5 \text{ мм вод. ст.}$	Формула (2-18а); п. 2-44	$\frac{0,05}{8} \cdot \frac{0,092}{2} \left[\frac{1}{0,01} (24,9^2 - 19,2^2) + \frac{1}{0,02} (19,2^2 - 11,5^2) + \frac{1}{0,03} (11,5^2 - 5,0^2) \right] + 1,0 \cdot 24,5 + 0,005 \cdot 24,5 = 36,2$

1 На ТЭС установлено две трубы на четыре блока. Значение C_d принимается равным $0,05 \text{ м}^2/\text{м}^3$ по данным оцинковки района. Расчет высоты ведется по величине $M\text{SO}_2$, так как $M\text{SO}_2 > F_3 M_3$.

2 Определенные значение скорости подтверждает, что коэффициент m для расчета высоты трубы принят правильно.

3 При расчете значений R_1 и R_2 приняты следующие высоты участков трубы: 50 м нулевого, 60 м первого.

Таблица V-6

Расчет дутья *

Номер сопотвляе-ния	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления ξ и способ его определения	Сопротивление $\Delta h = \xi \rho \frac{w^2}{2}$, мм вод. ст.
Участок I _в : воздухопровод от заборного окна до вентилятора					
1	Заборное окно сшибе-ром ξ	$F = 2,4 \cdot 5,7 = 13,7 \text{ м}^2$	$\frac{232}{2 \cdot 13,7} = 8,5$	0,3; п. 5 табл. VII-3	$0,3 \cdot 4,3 = 1,3$
2	Плавный поворот на 90°	$\frac{R}{b} = 1,0$	8,5	0,3; п. 3-4	$0,3 \cdot 4,3 = 1,3$
3	Диффузор	$\frac{F_4}{F_6} = \frac{13,7}{4,5 \cdot 5,7} = 0,533; \alpha = 32^\circ$	8,5	$0,7 \cdot 0,25 = 0,175$; рис. VII-12 и VII-11	$0,175 \cdot 4,3 = 0,75$
4	Поворот-конфузор на 90° с закругленными кром-ками	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{4,5 \cdot 1,63}{4,5 \cdot 5,7} = 0,29$; $\frac{r}{b} = 0,2; \frac{a}{b} = 0,79$	$\frac{232}{2 \cdot 7,35} = 15,8$	$0,1 \cdot 0,1 \cdot 0,07 = 0,107$; рис. VII-19, VII-16, VII-17	$0,107 \cdot 14,6 = 1,6$
5	Всасывающий карман	—	$\frac{232}{2 \cdot 0,735 \cdot 2,5^2} = 23,7$	0,2; п. 2-32	$0,2 \cdot 33,5 = 6,7$
6	Трение *	$\lambda = 0,03; d_g = \frac{2 \cdot 2,4 \cdot 5,7}{2,4 + 5,7} = 3,38$	8,5	$0,03 \frac{55}{3,38} = 0,49$	$0,49 \cdot 4,3 = 2,1$
	Суммарное сопротивление участка $\Delta h_{Iв}$	—	—	—	13,7

Продолжение табл. V-6

Номер соп. против-влия	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления ζ и способ его определения	Сопротивление $\Delta h = \zeta \frac{w^2}{2}$, мм вод. ст.
Участок II _в : от выхода из вентилятора до РВП					
7	Диффузор за вентилятором ζ (приняты для расчета два вентилятора ВДН-28-11у)	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{3,4 \cdot 2,8}{1,68 \cdot 2,52} = 2,25;$ $\bar{l} = \frac{l}{\sqrt{F_1}} = \frac{6}{\sqrt{1,68 \cdot 2,52}} = 2,91$	$\frac{232}{2 \cdot 1,68 \cdot 2,52} = 27,4$	0,17; рис. VII-14, а; п. 2-33	0,17 · 44,5 = 7,6
8	Поворот-диффузор на 45° с закругленными кромками	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{4,8 \cdot 2,8}{3,4 \cdot 2,8} = 1,41;$ $\frac{r}{b} = \frac{1,4}{3,4} = 0,41; \quad \frac{a}{b} = \frac{2,8}{3,4} = 0,83$	$\frac{232}{2 \cdot 3,4 \cdot 2,8} = 12,2$	0,45 · 0,65 · 1,05 = 0,307	0,307 · 8,9 = 2,7
7а	Ступенчатый диффузор за вентилятором	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{4,8 \cdot 2,8}{1,68 \cdot 2,52} = 3,18;$ $\bar{l} = 2,91; \quad \frac{F_2}{F_1} = 1,95$	27,4	0,17; рис. VII-14, б	0,17 · 44,5 = 7,6
8а	Плавный поворот на 45°	—	$\frac{232}{2 \cdot 4,8 \cdot 2,8} = 8,7$	$\frac{45}{90} \cdot 0,3$; п. 3-4	0,5 · 0,3 · 4,55 = 0,7
9	Поворот-диффузор на 90° с закругленными кромками на входе в калориферы	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{4,8 \cdot 8,2}{4,8 \cdot 2,8} = 2,9;$ $\frac{r}{b} = 0,3; \quad \frac{a}{b} = 1,7$	8,7	0,79 · 1,0 · 0,88 = 0,69; рис. VII-19, VII-16, VII-17	0,69 · 4,55 = 3,1
10	Калориферы типа КФСО-11	$f_B = 35,8 \text{ м}^2;$ $w_{pg} = \frac{232 \cdot 0,132 \cdot 273 \cdot 9,81}{35,8 \cdot (30 + 273)} = 7,55;$ $z_2 = 1$	—	Формула (3-4е); $K = 1,15$	1,15 · 0,335 · 1,7,652 · 0,1 = 22,7

Продолжение табл. V-6

Номер со- противле- ния	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления ξ и способ его определения	Сопротивление $\Delta h = \xi \frac{\rho}{2} w^2$, мм вод. ст
11	Изменение сечения (суже- ние)	$F_1 = 7 \cdot 4 = 28 \text{ м}^2$; $F_2 =$ $= 2 \cdot 2,8 \cdot 4,0 = 22,4 \text{ м}^2$; $\frac{F_M}{F_0} = 0,8$	$\frac{232}{2 \cdot 2 \cdot 2,8 \cdot 4,0} = 5,2$	0,1; рис. VII-11	$0,1 \cdot 1,6 = 0,2$
12	Изменение сечения (рас- ширение)	$\frac{F_M}{F_0} = 0,8$	5,2	0,05; рис. VII-11	$0,05 \cdot 1,6 = 0,1$
13	Шабер	—	5,2	0,1; п. 16 табл. VII-3	$0,1 \cdot 1,6 = 0,2$
14	Поворот-конфузор на 90° с закругленными кром- ками	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{(3,5 \cdot 7,0 - 1,0 \cdot 3,0)}{4 \cdot 7,0} = 0,77$; $r/b = 0,15$; $\frac{a}{b} = 2,0$	$\frac{292}{2 \cdot 21,5} = 5,4$	$0,57 \cdot 1,0 \cdot 0,86 = 0,49$; рис. VII-19, VII-16, VII-17	$0,49 \cdot 1,75 = 0,9$
15	Диффузор во входном па- трубке РВП*	$\frac{F_M}{F_0} = \frac{(3,5 \cdot 7,0 - 1,0 \cdot 3,0)}{0,785 (9,83^2 - 3,78^2)} = 0,67$	$\frac{232}{2 \cdot 21,5} = 5,4$	0,12; рис. VII-11	$0,12 \cdot 1,75 = 0,2$
	Суммарное сопротивление участка $\Delta h_{\text{ПВ}}$	По сопротивлениям 7а и 8а	—	—	35,7
Участок III _В ; РВП					
16	Холодная часть	$d_0 = 0,00986 \text{ м}$; $Re = 3750$; $h = 0,6 \text{ м}$; $t_B = 53^\circ \text{ C}$	6,85	$0,042 \frac{0,6}{0,00986} = 2,55$ рис. VII-5	$2,55 \cdot 2,6 = 6,6$

Продолжение табл. V-6

Номер сопотребля	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления ζ и способ его определения	Сопротивление $\Delta h = \zeta h$, мм вод. ст.
17	Горячая часть	$d_3 = 0,0096$ м; $h = 2,2$ м; $Re = 2520$; $t_g = 219^\circ$ C	9,45	$0,14 \cdot \frac{2,2}{0,0096} = 32,1$; рис. VII-5	$32,1 \cdot 3,24 = 103,7$
	Суммарное сопротивление участка $\Delta h_{III B}$	→	—	—	$1,0 (6,6 + 103,7) = 110,3$
Участок IV: от выхода из РВП до горелок и горелки					
18	Выход из РВП — конфузор (см. сноску 5)	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{(7,0 \cdot 3,5 - 3,1,0)}{0,785 (9,83^2 - 3,76^2)} = 0,67$	$\frac{398}{2 \cdot 21,5} = 9,3$	0,17; рис. VII-11	$0,17 \cdot 2,57 = 0,4$
19	Поворот-конфузор на 90° с закругленными кройками	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{4,3 \cdot 2,5}{7,0 \cdot 3,5 - 3,0 \cdot 1,0} = 0,5$; $\frac{r}{b} = 0,4$; $\frac{a}{b} = \frac{2,5}{4,3} = 0,58$	$\frac{398}{2 \cdot 4,3 \cdot 2,5} = 18,5$	$0,09 \cdot 1,0 \cdot 1,15 = 0,104$; рис. VII-19, VII-16, VII-17	$0,104 \cdot 10,0 = 1,0$
20	Клапан	—	18,5	0,1; п. 16 табл. VII-3	$0,1 \cdot 10,0 = 1,0$
21	Поворот на 90° с закругленными кройками	$\frac{r}{b} = 0,3$; $\frac{a}{b} = 1,7$	18,5	$0,39 \cdot 1,0 \cdot 0,88 = 0,342$; рис. VII-15, VII-16, VII-17	$0,342 \cdot 10,0 = 3,4$
22	Отвод на 90°	$\frac{R}{b} = 0,9$	18,5	0,3; п. 3-4	$0,3 \cdot 10,0 = 3,0$
23	Поворот на 45° с закругленными кройками	$\frac{r}{b} = 0,9$	18,5	$0,3 \cdot \frac{45^\circ}{90^\circ} = 0,15$	$0,15 \cdot 10,0 = 1,5$
24	Трение	$d_3 = \frac{2(2,5 \cdot 4,3)}{(2,5 + 4,3)} = 3,16$ м; $l = 60$ м; $\lambda = 0,02$	18,5	$0,02 \cdot \frac{60}{3,16} = 0,38$	$0,38 \cdot 10,0 = 3,8$

Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления ζ и способ его определения	Сопротивление $\Delta h = \zeta \frac{\rho}{2} w^2$, мм вод. ст.
25	Сопротивление двух труб Вентури ¹	—	—	2,22 = 44
26	Главный поворот на 90° на индивидуальном отводе к горелке ²	$\frac{398}{2 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 1,2} = 17,3$	0,3; п. 3-4	0,3 · 8,8 = 2,6
27	Шинер на отводе	17,3	0,1; п. 16 табл. VII-3	0,1 · 8,8 = 0,9
28	Поворот на 60° с закругленными кромками	17,3	$0,3 \cdot \frac{60}{90} = 0,2$	0,2 · 8,8 = 1,8
29	Трение	17,3	$0,02 \cdot \frac{40}{1,2} = 0,67$	0,67 · 8,8 = 5,9
30	Щелевые горелки	$\frac{398}{0,622 \cdot 16} = 40$	$\zeta_{гор} = 2,2$; табл. VII-6	2,2 · 47,2 = 103,9
	Суммарное сопротивление участка $\Delta h_{IV \text{ в}}$	—	—	173,2

шого изменения сечения сопротивления диффузора (15) можно рассчитывать как сопротивление при вращающемся сечении.

³ Сопротивление трения не учитывается ввиду его малого значения.

⁴ Потери при разделении каналов внутренними перегородками не учитываются, так как при этом сечения канала практически не изменяются.

⁵ Сопротивление труб Вентури принимается из проекта КИП.

⁶ К горелкам воздух подводится 16 параллельными воздухопроводами. Так как сопротивление параллельных участков различается только потерями на трение, а, е. незначительно, расчет ведется по средним значениям скорости и длины (п. 1-53).

¹ Рассчитывается тракт вторичного воздуха.

² Расчет ведется для случая забора всего воздуха через верхнее окно.

³ Коэффициент трения принимается как для футерованных газопроводов, так как одна из стей шахты — стена адания, а вторая — асбобеметная Плита.

⁴ Ванку большого коэффициента сопротивления прямолинейного диффузора за вентилятором (сопротивление № 7) и поворота-диффузора (8) рассматриваем вариант замены (7 и 8) ступенчатым диффузором и плавным поворотом (7а и 8а).

⁵ Ввиду большого угла раскрытия о учетом также относительно неболь-

Таблица V-7

Определение перепада полных давлений по воздушному тракту и экономической скорости воздуха

Наименование величины	Единица измерения	Расчетные данные	Способ определения	Расчетное значение
Суммарное сопротивление воздушного тракта	мм вод. ст.	—	$\sum \Delta h_{1B-IV B}$	332,9
Среднее эффективное давление в воздушном тракте $\Delta h_{эф}$	мм рт. ст.	$h_{бар} = 760$ мм рт. ст.	Формула (3-14)	$760 + \frac{319,2}{2 \cdot 13,6} = 772$
Суммарное сопротивление воздушного тракта с учетом поправки на давление Δh	мм вод. ст.	—	—	$332,9 \cdot \frac{760}{772} = 328$
Самотяга воздухопровода ¹ горячего воздуха	мм вод. ст.	$H_{нагр} = 7,0$ м; $t = 341^\circ \text{C}$	$h'_o = 0,63$; рн.о. VII-26	$0,63 \cdot 7,0 = 4,4$
Перепад полных давлений Δh_{II}	мм вод. ст.	$H' = 23$ м; $\Delta h_{пов} = 1,6$ мм вод. ст. ²	Формула (3-16)	$328 + 4,4 = (2 + 0,95 \cdot 23 = 1,6) = 310$
Расход воздуха через вентилятор	м ³ /ч	—	—	$232 \cdot 3600 = 835 \cdot 10^3$
Коэффициент местных сопротивлений $\sum \zeta$ участка от воздухопровода из РВП (за поворотом-конфузором) до горелок ³	—	—	$\sum \zeta_{30-23}$	$0,1 + 0,342 + 0,3 + 0,15 = 0,89$
Длина воздухопровода	м	—	Из расчета участка	60
Приведенный коэффициент сопротивления $\zeta_{пр}$	—	$\lambda = 0,02$	Формула (III-1)	$4 \cdot 0,02 + \frac{0,89}{60} \cdot \sqrt{\frac{398}{2}} = 0,29$
Экономическая скорость $w_{эк}$ на участке	м/сек	—	Рн.о. III-4	$1,1 \cdot 19,0 = 20,9$
Принятая скорость ⁴ w	м/сек	—	—	18,5

¹ Для расчета самотяги принимается разность отметок середины воздухоподогревателя и осн горелок. Самотяга РВП рассчитывается вместе с самотягой воздухопровода (п. 3-20).

² Из расчета тяги на участке $I_{г}$.

³ Индексы у коэффициентов сопротивления соответствуют номерам сопротивлений в расчете.

⁴ Отличие принятой скорости от экономической лежит в допустимых пределах.

V-V. ПРИМЕР РАСЧЕТА КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ С ГАЗОМАЗУТНЫМ КОТЛОМ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬЮ 500 т/ч ПРИ РАБОТЕ ПОД НАДДУВОМ

Схема тракта котельного агрегата и газозухопроводов приведена на рис. V-2. Так как рассчитывается котел под наддувом,

то на схеме и в расчете не выделяются газовый и воздушный участки тракта.

Ввиду того что расходы газов и воздуха при работе на газе больше, чем при работе на мазуте, расчет ведется для условий сжигания газа, но с поправочными коэффициентами K , соответствующими условиям сжигания мазута.

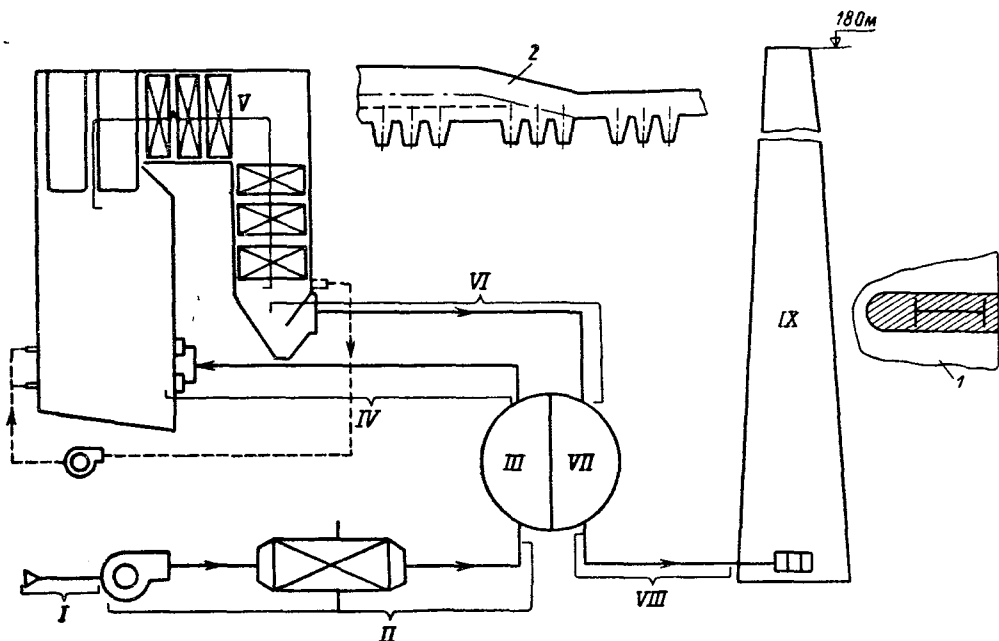


Рис. V-2. Схема тракта для аэродинамического расчета установки с газомазутным котлом под наддувом

Штриховая линия — тракт рециркуляции газов 1 — узел пропуска колонн каркаса через газоход, 2 — узел раздачи рециркулирующих газов

Исходные данные для расчета сопротивления основного тракта установки и тракта рециркуляции газов¹

$$(B_p = 36\,000 \text{ м}^3/\text{ч}; V^o = 9,68 \text{ м}^3/\text{м}^3; \alpha_T = 1,1; V_T^T = 11,85 \text{ м}^3/\text{м}^3; \alpha_{\text{дух}} = 1,3; V_T^{YX} = 13,72 \text{ м}^3/\text{м}^3; r = 10\%)$$

Таблица V-8

Номер и наименование участка	Температура среды, °С	Коэффициент избытка воздуха α	Секундный расход среды (газов, воздуха) по участкам $V_{\text{сек}}, \text{ м}^3/\text{сек}$
Основной тракт			
I. Воздухопровод от заборного окна до вентилятора	30	1,3	140
II. Воздухопровод от вентилятора до РВП	30	1,3	140
III. РВП		См. табл. V-9	
IV. Воздухопровод от РВП до горелок и горелки	292	1,1	220
V. Тракт котла от выхода из топочной камеры до выхода из экономайзера		См. табл. V-9	
VI. Газопроводы от выхода из экономайзера до входа в РВП	339	1,1	266
VII. РВП		См. табл. V-9	
VIII. Газопровод от РВП до дымовой трубы	124	1,3	200
IX. Дымовая труба	124	1,3	200
Тракт рециркуляции газов			
Весь тракт	339	1,1	26,6

¹ Объемы V^o и V_T выражены в м^3 при 0°С и 760 мм рт. ст.

Таблица V-8

Исходные данные для расчета участков III, V, VII (см. табл. V-8)

Наименование величины	Обозначение	Единица измерения	Участки тракта котла						РВП	
			Поворот на выходе из топки	Ширмы I и II ступеней	Конвективный перегреватель I, III и IV ступеней	Поворотная камера	Конвективный перегреватель I ступени	Экономайзер	Горячая часть (газ/воздух)	Холодная часть (газ/воздух)
Диаметр труб	d	мм	—	32	36	36	36	32	$d_g = 9,6$	$d_g = 9,86$
Расположение труб	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Шаги труб	s_1/s_2	мм	—	705/35	120/82,5	120/65 и 1070	120/65	90/49	—	—
Относительные шаги труб	σ_1/σ_2	—	—	22,1/1,1	3,33/2,29	3,33/1,80 и 29,7	3,33/1,80	2,81/1,53	—	—
Коэффициент, учитывающий форму пучка	$\varphi; \psi$	—	—	—	1,80	2,91 и 0,081	1,61	1,65	—	—
Число рядов труб по ходу газов	$\frac{z_2}{l}$	м	—	—	36	6	20	56	—	—
Длина канала по ходу газов	l	м	—	5,58	—	—	—	—	2,0	0,6
Сечение для прохода газов/воздуха	F	м ²	—	66,5	45,4	42,1	38,6	35,9	29,8/24,8	27,1/22,6
Избыток воздуха средних	α	—	—	—	—	1,1	—	—	1,2/1,2	—
Средний объем дымовых газов/воздуха (при 0°С и 760 мм рт. ст.)	V	м ³ /м ³	—	—	—	11,85	—	—	12,84/11,6	—
Средняя температура газов/воздуха	Φ/t_B	°С	1317	1176	852	643	586	437	241/180	144/48
Средняя скорость газов/воздуха	w	м/сек	—	10,3	11,9	10,15	10,6	9,0	8,2/7,8	7,0/6,05
Поправочный коэффициент (табл. VII-5)	K	—	—	1,2	1,2	—	1,0	1,2	1,1	1,1

1 Ввиду того что II, III и IV ступени перегревателя расположены в горизонтальном газоходе и имеют одинаковые геометрические и конструктивные характеристики, расчет ведется по средним для всех ступеней значениям температуры, скорости и суммарному числу рядов труб.

Таблица V-10

Расчет основного тракта

Номер сопло- твления	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления ξ и способ его опре- деления	Сопротивление Δh , мм вод. ст.
Участок I: от заборного окна до вентилятора					
1	Заборное окно с шибром	$F = 10,4 \text{ м}^2$	$\frac{140}{10,4} = 13,5$	0,3; п. 5 табл. VII-3	$0,3 \cdot 11,0 = 3,3$
2	Конфузор в прямом ка- нале	$F_1 = 10,4 \text{ м}^2$; $F_2 = 7,4 \text{ м}^2$	$\frac{140}{7,4} = 19,0$	0,1; п. 17 табл. VII-3	$0,1 \cdot 21,5 = 2,2$
3	Поворот-диффузор на 45° с закругленными кром- ками	$F_2/F_1 = 1,2$; $r/b = 1,1$; $a/b = 1,85$	19,0	$0,34 \cdot 0,62 \cdot 0,86 = 0,181$; рис. VII-19, VII-16, VII-17	$0,181 \cdot 21,5 = 3,9$
4	Боковое ответвление не- симметричного раздва- ящего тройника типа $F_c = F_{II} + F_6$	$F_0 = 8,9 \text{ м}^2$; $F_6 = F_{II} = F_c/2$; $\alpha = 45^\circ$	$\frac{140}{8,9} = 15,7$	0,25; рис. VII-22, а	$0,25 \cdot 14,5 = 3,6$
5	Трение	$\lambda = 0,03$; $d_3 = \frac{4 \cdot 2,0 \cdot 5,2}{2(2,0 + 5,2)} = 2,9 \text{ м}$; $l = 30 \text{ м}$	13,5	$0,03 \cdot \frac{30}{2,9} = 0,31$	$0,31 \cdot 11,0 = 3,4$
	Суммарное сопротивление участка Δh_I	—	—	—	16,4
Участок II: от вентилятора до РВП					
6	Диффузор за вентилято- ром	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{10,9}{4,09} = 2,67$; $l = 7,1 \text{ м}$; $l = 7,1/\sqrt{4,09} = 3,5$	$\frac{140}{4,09} = 34,2$	0,2; рис. VII-14, а	$0,2 \cdot 68 = 13,6$

Продолжение табл. V-10

Номер сопротивления	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления ζ и способ его определения	Сопротивление Δh , мм вод. ст.
7	Поворот-диффузор на 90°	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{40,3}{10,9} = 3,7; \frac{r}{b} = 0,2; \frac{a}{b} = 2,15$	$\frac{140}{10,9} = 12,8$	$1,8 \cdot 0,95 \cdot 1,0 \cdot 0,85 = 1,42$; рис. VII-19, VII-16, VII-17 и п. 1-33	$1,42 \cdot 9,6 = 13,6$
8	Калориферы типа КФБО-П-СН	$f = 0,475 \text{ м}^2; n = 32; \text{порг} = \frac{140 \cdot 352}{0,475 \cdot 32 (30 + 273)} = 10,7 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{сек)}$	—	Формула (3-4д)	$1,15 \cdot 0,43 \cdot 10,7 \cdot 1,94 = 49,5$
9	Конфузор	$\frac{F_M}{F_6} = \frac{18,0}{40,25} = 0,45; F_M = 6,0 \cdot 3,0 = 18,0 \text{ м}^2; \alpha > 60^\circ$	$\frac{140}{18,0} = 7,8$	$0,275$; п. 17 табл. VII-3, рис. VII-11	$0,275 \cdot 3,6 = 1,0$
10	Поворот на 90° (коллено)	$\frac{r}{b} = 0,2; \frac{a}{b} = 2,0$	7,8	$0,525 \cdot 1,0 \cdot 0,9 = 0,47$; рис. VII-15, VII-16, VII-17	$0,47 \cdot 3,6 = 1,7$
11	Клапан	$F = 18,0 \text{ м}^2$	7,8	0,1; п. 16 табл. VII-3	$0,1 \cdot 3,6 = 0,4$
	Суммарное сопротивление участка Δh_{II}	—	—	—	79,8
Участок III: РВП					
12	Холодная часть	$d_g = 0,00986 \text{ м}; \text{Re} = 3420; h = 0,6 \text{ м}$	6,05	0,044; рис. VII-5	$0,044 \cdot \frac{0,6}{0,00986} \cdot 2,0 = 5,4$
13	Горячая часть	$d_g = 0,00986 \text{ м}; \text{Re} = 2320; h = 2,0 \text{ м}$	7,8	0,145; рис. VII-5	$0,145 \cdot \frac{2,0}{0,00986} \cdot 2,4 = 72,5$

Намер со- противления	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость, ω , м/сек	Коэффициент сопротивления ξ и способ его опре- деления	Сопротивление Δh , мм вод. ст.
	Суммарное сопротивление участка Δh_{III}	$K = 1,1$	—	—	$1,1 \cdot (5,4 + 72,5) = 85,6$
Участок IV: от РВП до горелок и горелки					
14	Поворот-конфузор на 90°	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{7,5}{18,0} = 0,835; \frac{a}{b} = 2,0$	$\frac{270}{7,5 \cdot 2} = 14,6$	$1,15 \cdot 1,0 \cdot 0,9 = 1,035$; рис. VII-19, VII-16, VII-17	$1,035 \cdot 6,8 = 7,0$
15	Поворот-конфузор на 90° с закругленными кром- ками	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{5,25}{7,5} = 0,83; \frac{a}{b} = 0,83; \frac{r}{b} = 1,0$	$\frac{220}{6,25 \cdot 2} = 17,6$	$0,18 \cdot 1,0 \cdot 1,05 = 0,19$; рис. VII-19, VII-16, VII-17	$0,19 \cdot 9,9 = 1,9$
16	Поворот на 160° (отвод)	$\frac{R}{b} = 0,76; \frac{a}{b} = 1,0$	17,6	$1,3 \cdot 1,0 \cdot 0,55 = 0,715$; рис. VII-15, VII-16, VII-17	$0,715 \cdot 9,9 = 7,1$
17	Труба Вентури	$\frac{f_1}{f} = 0,315$	17,6	1,0; рис VII-10	$1,0 \cdot 9,9 = 9,9$
18	Два поворота на 20° (ко- лена)	$\frac{r}{b} = 0,84$	17,6	$2 \cdot \frac{0,3 \cdot 20}{90} = 0,134$; п. 2-31	$0,134 \cdot 9,9 = 1,3$
19	Два поворота на 80° (ко- лена)	$\frac{r}{b} = 0,84$	17,6	$2 \cdot \frac{0,3 \cdot 80}{90} = 0,532$; п. 2-31	$0,532 \cdot 9,9 = 5,3$
20	Поворот-конфузор 1 на 90°	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{2,0}{3,12} = 0,64; \frac{a}{b} = 1,06; \frac{r}{b} = 0,5$	$\frac{220}{2 \cdot 2 \cdot 1,6 \cdot 1,25} = 27,5$	$0,1 \cdot 1,0 \cdot 1,18 = 0,118$; рис. VII-19, VII-16, VII-17	$0,118 \cdot 24 = 2,8$

Номер сопровивления	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления ζ в способ его определения	Сопротивление Δh , мм вод. ст.
21	Плавный поворот на 90°	$\frac{R}{b} = 1,0; F = 1,25 \cdot 1,6 = 2,0 \text{ м}^2; \frac{a}{b} = 1,28$	27,5	$0,275 \cdot 1,0 \cdot 0,92 = 0,253$; рис. VII-15, VII-16, VII-17	$0,253 \cdot 24 = 6,1$
22	Диффузор в прямом канале	$\frac{F_m}{F_6} = \frac{2,0}{3,84} = 0,52; \alpha = 20^\circ$	27,5	$0,26 \cdot 0,52 = 0,135$; рис. VII-11 и VII-12	$0,135 \cdot 24 = 3,2$
23	Поворот на 90°	$\frac{R}{b} = 0,84; \frac{a}{b} = 1,28$	$\frac{220}{2 \cdot 2 \cdot 24 \cdot 16} = 14,3$	$0,43 \cdot 1,0 \cdot 0,95 = 0,41$; рис. VII-15, VII-16, VII-17	$0,41 \cdot 6,5 = 2,7$
24	Поворот-диффузор ² на 90°	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{1,6 \cdot 1,6}{1,2 \cdot 1,6} = 1,33; \frac{R}{b} = 0,87; \frac{a}{b} = 1,33$	14,3	$0,39 \cdot 1,0 \cdot 0,85 = 0,33$; рис. VII-19, VII-16, VII-17	$0,33 \cdot 6,5 = 2,1$
25	Два клапана	—	$\frac{220}{2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 0,8 \cdot 1,6} = 10,7$	$2 \cdot 0,1 = 0,2$; п. 16 табл. VII-3	$0,2 \cdot 3,7 = 0,7$
26	Трение на участке	$\lambda = 0,02; d_5 = \frac{2 \cdot 2,5 \cdot 2,5}{2,5 + 2,5} = 2,5 \text{ м}; l = 45 \text{ м}$	17,6	$0,02 \cdot \frac{45}{2,5} = 0,36$	$0,36 \cdot 9,9 = 3,6$
19а (между 19 и 20а)	Боковое ответвление разводящего тройника к нижнему ярусу горелок, выполненное в виде поворота	$F = 2,5 \cdot 1,25 = 3,12 \text{ м}^2; \alpha = 40^\circ; w_6/w_c = 1,0; \frac{r}{b} = 0,3; \frac{a}{b} = 0,5$	$\frac{220}{3,12 \cdot 22} = 17,6$	Рис. VII-15, VII-16, VII-17 и VII-22; п. III-32, рис. III-20	$(0,39 \cdot 0,6 \cdot 1,17 + 0,1) \cdot 9,9 = 3,7$
20а	Поворот на 40° (отвод)	$\frac{R}{b} = 0,88; \frac{a}{b} = 0,5$	17,6	$0,39 \cdot 0,60 \cdot 1,17 = 0,27$; рис. VII-15, VII-16, VII-17	$0,27 \cdot 9,9 = 2,7$

Продолжение табл. V-10

Номер сопотвляения	Наименование сопотвляения	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопотвляения ζ и способ его определения	Сопотвляение Δh , мм вод. ст.
21а	Поворот на 90° (отвод)	$\frac{R}{b} = \frac{1,25}{1,25} = 1,0$	17,6	0,3; п. 2-31	0,3-9,9 = 3,0
22а	Короб	$F_{кор} = F_{подв} = 2,5 \cdot 1,25 = 3,12 \text{ м}^2$; $F_{отв} = 1,6 \cdot 1,6 \cdot 2 = 5,12 \text{ м}^2$	17,6	$0,7 + (0,5 - 0,7 \cdot 1,0)^2 + 0,7 \cdot (3,12/5,12)^2 = 1,0$; формула (1-32)	1,0-9,9 = 9,9
23а	Два клапана	—	$\frac{220}{2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 0,8 \cdot 1,6} = 10,7$	2,0-1 = 0,2; п. 16 табл. VII-3	0,2-3,7 = 0,7
24а	Поворот-конфузор на 90° со срезанными кромками	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{0,6 \cdot 1,6}{0,8 \cdot 1,6} = 0,75$; $\frac{r}{b} = 0,2$; $\frac{a}{b} = 2,0$	$\frac{220}{0,6 \cdot 1,6 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2} = 14,3$	0,4-1,0-0,85 = 0,34; рнс. VII-19, VII-16, VII-17	0,34-6,5 = 2,2
—	Сопотвляение подводящего участка к верхнему ярусу горелок Δh_{20-25}	—	—	—	17,6
—	Сопотвляение подводящего участка к нижнему ярусу горелок Δh_{19-24a}	—	—	—	22,2
—	Среднее сопотвляение двух параллельных участков $\Delta h_{ср}$	—	—	П. 1-53	$\frac{17,6 + 22,2}{2} = 19,9$

Номер сопровложения	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления ξ и способ его определения	Сопротивление Δh , мм вод. ст.
27	Горелка	$d = 0,84 \text{ м}; n = 8 \text{ шт.}$	$\frac{220}{0,785 \cdot 0,84^2 \cdot 8} = 49,5$	3,0; табл. VII-6	$3,0 \cdot 76 = 228$
	Суммарное сопротивление участка Δh_{IV}	—	—	—	284
Участок V: от выхода из топочной камеры до выхода из экономайзера					
28	Поворот газов на выходе из топочной камеры	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{60,7}{90,6} = 0,67; \frac{a}{b} = 2,0$	$\frac{690}{60,7} = 11,4$	$0,85 \cdot 1,0 \cdot 0,9 = 0,765$ рис. VII-19, VII-16, VII-17	$0,765 \cdot 1,5 = 1,1$
29	Конвективный пароперегреватель в горизонтальном газоходе	$K = 1,2$	11,9	$0,51 \cdot 0,52 \cdot 0,62 \cdot 36 = 5,91$ рис. VII-6	$1,2 \cdot 5,91 \cdot 2,3 = 16,3$
30	Поворот газов в поворотной камере	$\phi = 64,3^\circ \text{ C}$	$w_1 = 9,7; w_2 = 10,6$	1,0; п. 1-52	$1,0 \cdot \frac{1,65 + 2,4}{2} = 2,0$
31	Подвесные и отводящие трубы в поворотной камере	—	10,15	$\xi_{\text{узк}} = 0,49 \cdot 0,52 \cdot 0,54 = 0,138$ $\xi_{\text{шпр}} = 0,49 \cdot 0,52 = 0,255$ п. 1-17	$\frac{0,138 + 0,255}{2} \times 3 \cdot 2,1 = 1,2$
32	Входной пакет конвективного пароперегревателя	$K = 1,0$	10,6	Рис. VII-7	$1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,96 \times 0,85 (20 + 1) = 17,2$
33	Водяной экономайзер	$K = 1,2$	9,0	Рис. VII-7	$1,2 \cdot 1,0 \cdot 0,99 \times 0,70 (56 + 1) = 47,5$

Продолжение табл. V-10

Номер соплового аппарата	Назначение соплового аппарата	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления ξ и способ его определения	Сопротивление Δh , мм вод. ст.
	Суммарное сопротивление участка Δh_{Σ}	—	—	—	85,3
Участок VI: от выхода из экономайзера до входа в РВП *					
34	Конфузор в прямом канале	$\frac{F_M}{F_6} = \frac{20,2}{51,5} = 0,39; \alpha > 60^\circ$	$\frac{293}{20,2} = 14,5$	0,3 п. 17 табл. VII-3 и рис. VII-11	$0,3 \cdot 6,2 = 1,9$
35	Резкий поворот-диффузор на 110°	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{36,4}{20,2} = 1,8;$ $\frac{a}{b} = \frac{13,49}{1,5} = 9,0$	14,5	$1,05 \cdot 1,5 \cdot 0,7 = 1,10;$ рис. VII-19, VII-16, VII-17	$1,10 \cdot 6,2 = 6,8$
36	Газоход с пропущенными сквозь него колоннами (см. I на рис. V-2)	$F = 13,49 \cdot 2,7 = 36,4 \text{ м}^2;$ $F_{\text{кол}} = 2 \cdot 0,7 \cdot 2,7 = 3,78 \text{ м}^2;$ $\frac{F}{F_1} = \frac{36,4}{36,4 - 3,78} = 1,12$	$\frac{266}{36,4} = 7,3$	$(1,12 - 1 + 0,707 \times \times 1,12 \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{1,12}}) = 0,14;$ п. 15 табл. VII-3 и рис. VII-11	$0,14 \cdot 1,55 = 0,2$
37	Конфузор в прямом канале	$\frac{F_M}{F_6} = \frac{16,2}{36,4 - 3,78} = 0,5;$ $\alpha > 60^\circ$	$\frac{266}{16,2} = 16,4$	0,25; п. 17 табл. VII-3 и рис. III-12	$0,25 \cdot 7,8 = 2,0$
38	Плавный поворот-диффузор на 90°	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{18,0}{16,2} = 1,11; \frac{r}{b} = 0,74;$ $\frac{a}{b} = 2,2$	16,4	$0,32 \cdot 1,0 \cdot 0,85 = 0,27;$ рис. VII-19, VII-16, VII-17	$0,27 \cdot 7,8 = 2,1$
39	Поворот (коллено) на 90° с закругленными кромками	$\frac{r}{b} = 0,31$	$\frac{266}{18,0} = 14,8$	$\xi = 0,3; \text{ п. 2-31}$	$0,3 \cdot 6,5 = 1,9$

Продолжение табл. V-10

Номер сопотребления	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления ξ и способ его определения	Сопротивление Δh , мм вод. ст.
40	Поворот (отвод) на 90°	$\frac{R}{b} = 0,67; \frac{a}{b} = 2,0$	14,8	$0,76 \cdot 1,0 \cdot 0,85 = 0,65$; рас. VII-15, VII-16, VII-17	$0,65 \cdot 6,5 = 4,2$
41	Шибер перед РВП	$F = 3,0 \cdot 6,0 = 18,0 \text{ м}^2$	14,8	0,1; п 16 табл VII-3	$0,1 \cdot 6,5 = 0,7$
42	Трение на участке	$\lambda = 0,02; l = 43 \text{ м};$ $d_s = \frac{2 \cdot 18,0}{3,0 + 6,0} = 4,0 \text{ м}$	$\frac{266}{18,0} = 14,8$	$0,02 \cdot \frac{43}{4,0} = 0,215$	$0,215 \cdot 6,5 = 1,4$
	Суммарное сопротивление участка Δh_{VI}	—	—	$\Sigma \Delta h$	21,2
Участок VII: РВП					
43	Горячая часть	$Re = 1970; d_g = 0,0096 \text{ м};$ $h = 2,0 \text{ м}$	8,2	$0,154 \cdot \frac{2,0}{0,0096} = 32,1$; рас. VII-5	$32,1 \cdot 2,35 = 75,5$
44	Холодная часть	$Re = 2460; d_g = 0,00986 \text{ м};$ $h = 0,6 \text{ м}$	7,0	$0,0485 \cdot \frac{0,6}{0,00986} = 2,95$; рас. VII-5	$2,95 \cdot 2,2 = 6,5$
	Суммарное сопротивление участка Δh_{VII}	$K = 1,1$	—	$K \Sigma \Delta h$	$1,1 \cdot (75,5 + 6,5) = 90$
Участок VIII: от РВП до входа в дымовую трубу					
45	Поворот-диффузор на 90° с закругленными краями	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{33,0}{18,0} = 1,83;$ $\frac{r}{b} = 0,2; \frac{a}{b} = 2,0$	$\frac{200}{18,0} = 11,1$	$0,75 \cdot 1,0 \cdot 0,86 = 0,65$; рас. VII-19, VII-16, VII-17	$0,65 \cdot 5,6 = 3,6$

Номер сечения	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления ξ в способ его опре- деления	Сопротивление Δh , мм вод. ст.
46	Конфузор в прямом ка- нале	$\frac{F_M}{F_0} = \frac{13,8}{33,0} = 0,42$	$\frac{200}{13,8} = 14,5$	0,29; рис. VII-11	0,29 · 9,5 = 2,8
47	Поворот (отвод) на 45°	$\frac{R}{b} = 0,84; \frac{a}{b} = 2,2$	14,5	$0,43 \cdot 0,65 \cdot 0,85 = 0,24$; рис. VII-15, VII-16, VII-17	0,24 · 9,5 = 2,3
48	Поворот (отвод) на 135°	$\frac{R}{b} = 0,98$	14,5	$\frac{0,3 \cdot 135}{90} = 0,45$; п. 2-31	0,45 · 9,5 = 4,3
49	Трение на участке	$l = 30 \text{ м}; \lambda = 0,02$; $d_9 = 3,44 \text{ м}$	14,5	$0,02 \cdot \frac{30}{3,44} = 0,175$	0,175 · 9,5 = 1,7
50	Вход в дымовую трубу	$F = 13,8 \text{ м}^2$	14,5	0,62; п. 2-34, рис. III-49, e	0,62 · 9,5 = 5,9
	Суммарное сопротивление участка Δh_{VIII}	—	—	$\Sigma \Delta h$	20,6

Участок IX: дымовая труба

51	Трение в дымовой трубе и выход из нее Δh_{IX}	$d_0 = 8,4 \text{ м}; F_0 = 55,4 \text{ м}^2$; $H = 180 \text{ м}; i = 0,02$; $\lambda = 0,05$	$\frac{1600}{55,4} = 28,9$	$\xi_{тр} = \frac{0,05}{8 \cdot 0,02} = 0,312$; п. 2-44	(0,312 + 1) · 37,6 = 49,5
----	--	--	----------------------------	---	---------------------------

* Перед поворотом воздухопровод разделен продольной перегородкой без изменения сечения.

* Перед поворотом воздухопровод разделен продольной перегородкой без изменения сечения. Такое же деление имеет место и после поворота.

з Ввиду малой величины отбора газов за экономайзером на рециркуляцию потеря давления основного потока газов в месте отбора близка к нулю и не учитывается.

* К трубе подключено 8 котлов. Труба выполнена с вентилируемым каналом и находится под избыточным давлением.

Определение перепада полных давлений по тракту

Наименование величины	Единица измерения	Расчетные данные	Способ определения	Расчетное значение
Суммарное сопротивление тракта $\sum \Delta h$	мм вод. ст.	—	$\sum \Delta h_{I-IX}$	732
Сопротивление напорной части тракта $\sum \Delta h_n$	мм вод. ст.	—	$\sum \Delta h - \sum \Delta h_I$	$732 - 16,4 = 716$
Сопротивление газовой части тракта $\sum \Delta h_r$	мм вод. ст.	—	$\sum \Delta h_{IV-IX}$	266
Сопротивление воздушной части тракта $\sum \Delta h_B$	мм вод. ст.	—	$\sum \Delta h - \sum \Delta h_r$	$732 - 266 = 466$
Среднее эффективное давление в тракте $h_{эф}$	мм рт. ст.	Высота над уровнем моря 300 м; $h_{бар} = 735$ мм рт. ст. (рис. 2-6)	Формула (3-14)	$735 + \frac{716}{2 \cdot 13,6} = 761$
Самотяга воздухопровода горячего воздуха и воздухоподогревателя (РВН) установлен выше горелок Δh_{cB}	мм вод. ст.	$H_{впр} = 9,25$ м; $t_{впр} = 292^\circ \text{C}$	$h'_0 = 0,59$; рис. VII-26	$-0,59 \cdot 9,25 = -5,4$
Самотяга опускной шахты	мм вод. ст.	$H_{ш} = 13,5$ м; $\phi_r = 491^\circ \text{C}$; $r_{H_2O} = 0,18$	$h'_c = 0,75$; рис. VII-26	$-0,75 \cdot 13,5 = -10,1$
Самотяга газопроводов	мм вод. ст.	$H_{гпр} = 5,9$ м; $\phi_r = 124^\circ \text{C}$; $r_{H_2O} = 0,16$	$h'_c = 0,31$; рис. VII-26	$-0,31 \cdot 5,9 = -1,8$
Самотяга дымовой трубы	мм вод. ст.	$H_{гдб} = 180$ м; $\phi_r = 124^\circ \text{C}$; $r_{H_2O} = 0,16$	0,31; рис. VII-26	$0,31 \cdot 180 = 55,7$
Суммарная самотяга тракта h_c	мм вод. ст.	—	$\sum h_{cl}$	38,4
Перепад полных давлений ΔH_n	мм вод. ст.	$r_{H_2O} = 0,17$; $M_p = 0,975$; $H' = 15,7$ м	Формула (3-18a)	$(466 + 266 \cdot 0,975) \cdot \frac{760}{761} - 38,4 = 0,95 \cdot 15,7 = 671$
Расход воздуха у вентилятора (при температуре 30°C)	м ³ /ч	—	—	$140 \cdot 3600 = 505 \cdot 10^3$

Расчет тракта рециркуляции

Номер соплов. вент.	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления ζ и способ его определения	Сопротивление Δh , мм вод. ст.
1	Боковое ответвление разводящего тройника	$F_6 = 2,25 \cdot 1,0 = 2,25 \text{ м}^2$; $\frac{w_6}{w_0} = \frac{11,8}{7,3} = 1,62$; $\alpha = 45^\circ$	$\frac{26,6}{2,25} = 11,8$	0,45; рис. VII-20	$0,45 \cdot 4,1 = 1,8$
2	Поворот (отвод) на 45°	$\frac{R}{b} = \frac{1,7}{2,25} = 0,75$; $\frac{a}{b} = 0,45$	11,8	$0,55 \cdot 0,62 \cdot 1,2 = 0,41$; рис. VII-15, VII-16, VII-17	$0,41 \cdot 4,1 = 1,7$
3	Карман дымососа рециркуляции (принимается предварительно один ВГДН-19)	$D = 1,235 \text{ м}$; $F = 1,2 \text{ м}^2$	$\frac{26,6}{1,2} = 22,2$	0,2; п. 2-32	$0,2 \cdot 14,5 = 2,9$
4	Диффузор за вентилятором	$\frac{F_2}{F_1} = \frac{1,25 \cdot 1,0}{0,67 \cdot 0,9} = 1,33$; $\frac{l}{b} = 1,0$	$\frac{26,6}{0,6} = 44,4$	0,1; рис. VII-14	$0,1 \cdot 58 = 5,8$
5	Два последовательных поворота (отвода) на 90° в разных плоскостях	$\frac{R}{b} = 1,0$; $\frac{R}{b} = 1,0$	$\frac{26,6}{1,0 \cdot 1,25} = 21,3$	$2 \cdot 0,3 = 0,6$; п. 2-31	$0,6 \cdot 13,4 = 8,0$
6	Клапан	—	21,3	0,1; п. 16 табл. VII-3	$0,1 \cdot 13,4 = 1,3$
7	Два поворота (колена) на 20° с закругленными кромками	$\frac{l}{b} = 0,4$	21,3	$2 \cdot \frac{0,3 \cdot 20}{90} = 0,13$; п. 2-31	$0,13 \cdot 13,4 = 1,7$
8	Поворот (отвод) на 90°	$\frac{R}{b} = 1,4$	21,3	0,3; п. 2-31	$0,3 \cdot 13,4 = 4,0$

Номер сопроводя	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивления ξ и способ его определения	Сопротивление Δh , мм вод. ст.
9	Два поворота (отвода) на 90°	$\frac{K}{b} = 1,2$	21,3	$2 \cdot 0,3 = 0,6$; п. 2-31	$0,6 \cdot 13,4 = 8,0$
10	Симметричный разводящий тройник	$\alpha = 30^\circ$; $F_0 = 2 \cdot 1,25 \cdot 0,60 = 1,50 \text{ м}^2$; $F_0 = 1,0 \cdot 1,25 = 1,25 \text{ м}^2$; $\frac{w_0}{w_c} = 0,83$	$\frac{26,6}{1,50} = 17,7$	0,27; рис. VII-22	$0,27 \cdot 9,3 = 2,5$
11	Клапан	—	17,7	0,1; п. 16 табл. VII-3	$0,1 \cdot 9,3 = 0,9$
12	Короб с торцевым подводом и равномерным отводом ¹	$F_{\text{подв}} = 2 \cdot 1,25 \cdot 0,6 = 1,5 \text{ м}^2$; $F_{\text{отв}} = 2 \cdot 1,8 \cdot 0,43 \cdot 0,2 = 3,12 \text{ м}^2$	17,7	$0,7 + (0,5 - 0,7 \cdot 1,0)^2 +$ $+ 0,7 \left(\frac{1,5}{3,12} \right)^2 = 0,98$; формула (1-32)	$1,1 \cdot 0,98 \cdot 9,3 = 10,0$
13	Конфузор	$\alpha = 10^\circ$; $F_2 = 2 \cdot 1,8 \cdot 0,035 \cdot 0,55 = 0,69 \text{ м}^2$	$\frac{26,6}{0,69} = 38,5$	0,1; п. 17 табл. VII-3	$0,1 \cdot 44 = 4,4$
14	Выход из сопл	—	38,5	1,0; п. 6 табл. VII-3	$1,0 \cdot 44 = 44$
15	Трение в газопроводах контура рециркуляции	$d_g = \frac{4 \cdot 1,0 \cdot 1,25}{2(1,0 + 1,25)} = 1,11 \text{ м}$; $l = 26 \text{ м}$	21,3	$0,02 \cdot \frac{26}{1,11} = 0,47$	$0,47 \cdot 13,4 = 6,3$
	Суммарное сопротивление тракта $\sum \Delta h_{\text{тр}}$	—	—	—	103,3

¹ Сечение короба на второй колодце уменьшается вдвое (см. 2 на рис. V-2). Это сказывается на его сопротивлении и учитывается коэффициентом 1,1 (п. 1-43).

Таблица V-13

Определение перепада полных давлений в контуре рециркуляции

Наименование величины	Единица измерения	Исходные данные ¹	Способ определения	Расчетное значение
Избыточное давление в месте возврата рециркулирующих газов ² $h_{\text{в}}$	мм вод. ст.	—	$\Delta H_{\text{п}} - \sum \frac{760}{h_{\text{эф}}} + h_{\text{с в}}$	$671 - 466 \frac{760}{761} - 5,4 = 201$
Среднее эффективное давление в контуре рециркуляции $h_{\text{эф}}$, рг	мм рт. ст.	—	$h_{\text{бар}} + \frac{h_{\text{в}}}{13,6}$; п. 2-63	$735 + \frac{201}{13,6} = 750$
Самотяга тракта рециркуляции $H_{\text{с}}$	мм вод. ст.	$h = 3,6$ м; $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,17$; $\phi_p = 339^\circ \text{C}$	$h'_0 = 0,64$; рпс. VII-26	$-0,64 \cdot 3,6 = -2,3$
Суммарное сопротивление участка основного тракта от места возврата до места отбора $\Delta h_{\text{в.о}}$	мм вод. ст.	—	$\Delta h_{\text{у}} + \Delta h_{34} + \Delta h_{35}$	94,0
Сопротивление контура рециркуляции $\Delta H_{\text{к}}$, рг	мм вод. ст.	$r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,17$; $M_p = 0,975$	Формула (2-34)	$\frac{760}{750} \cdot 0,975 = 1,03$
Перепад полных давлений в контуре рециркуляции $\Delta H_{\text{п}}$, рг	мм вод. ст.	—	Формула (2-35)	$194 + 2,3 = 0,95 \cdot 15,7 + 10,1 = 197$
Расход газов у дымооса рециркуляции при температуре 339°C	м ³ /ч	—	—	$20,6 \cdot 3600 = 95,6 \cdot 10^3$

¹ Часть исходных данных принимается из расчета основного тракта (табл. V-10).² Индекс «в» указывает, что величины определяются по состоянию в месте возврата рециркулирующих газов или по перепаду на участке основного тракта от его начала до места возврата.

Кроме основного тракта рассчитывается также тракт рециркуляции газов. Отбор рециркулирующих газов производится из сечения за экономайзером (после сопротивления № 35 — табл. V-10), возврат газов осуществляется в низ топки. В примере приведен только расчет тракта рециркуляции для номинальной нагрузки котла при работе его на газе. При проектировании следует проводить расчет тракта для того режима, при котором расход рециркулирующих газов и давление, которое должен обеспечить дымосос рециркуляции, являются наибольшими.

Исходные данные для расчета приведены в табл. V-8—V-9. Расчеты даны в табл. V-10—V-13.

В-Г. ПРИМЕР ПЕРЕСЧЕТА СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАНОВКИ ПО УПРОЩЕННОЙ МЕТОДИКЕ

На основании проведенного аэродинамического расчета котельной установки с котлом под наддувом при сжигании газа (см. § V-B) определяется сопротивление установки при сжигании мазута для номинальной нагрузки.

При сжигании мазута увеличивается коэффициент рециркуляции дымовых газов. С учетом этого пересчет проводится с разделением газового тракта на два участка: топка — выход из экономайзера (место отбора рециркулирующих газов); выход из экономайзера — выход из трубы.

Пересчет сопротивления воздушного тракта также ведется отдельно для двух участков: вход во всасывающий воздухопровод — выход из воздухоподогревателя; выход из воздухоподогревателя — выход в топку.

Необходимые величины для исходного и расчетного режимов, а также результаты пересчета приведены в табл. V-14. Сам расчет помещен до и после таблицы.

Пересчет сопротивления установки

Сопротивление участка вход во всасывающий воздухопровод — выход из РВП (участок I-III — рис. V-2)

(среднее значение n принято 1,9)

$$\Delta h_B^p = 181,8 \times \\ \times \left[\frac{33200 \cdot 10,2 (2 \cdot 1,03 + 0,2) \cdot 444}{36000 \cdot 9,68 (2 \cdot 1,1 + 0,2) \cdot 434} \right]^{1,9} \times \\ \times \frac{434}{444} = 158 \text{ мм вод. ст.}$$

Сопротивление участка выход из РВП — выход в топку (участок IV)

$$\Delta h_B^p = 284 \times \\ \times \left[\frac{33200 \cdot 10,2 \cdot 1,03 \cdot 584}{36000 \cdot 9,68 \cdot 1,1 \cdot 565} \right]^2 \cdot \frac{565}{584} = \\ = 243 \text{ мм вод. ст.}$$

Сопротивление участка выход из топки — выход из экономайзера (участок V)

$$\Delta h_F^p = 94,0 \times \\ \times \left[\frac{33200 \cdot 11,28 (1 + 0,15) \cdot 1097}{36000 \cdot 11,85 (1 + 0,10) \cdot 1101} \right]^{1,8} \times \\ \times \frac{1101}{1097} = 80 \text{ мм вод. ст.}$$

Сопротивление участка выход из РВП — выход из трубы (участки VI-IX) (среднее значение n принято 1,9)

$$\Delta h_F^p = 172,6 \times \\ \times \left[\frac{33200 (11,28 + 13,35) \cdot 523}{36000 (11,85 + 13,72) \cdot 505} \right]^{1,9} \times \\ \times \frac{505}{523} = 143 \text{ мм вод. ст.}$$

Таблица V-14

Расчетные данные и результаты расчетов

Наименование величины	Единица измерения	Способ определения	Значение величины	
			для исходного режима	для расчетного режима
Расход топлива B_p	м ³ /ч; кг/ч	Из теплового расчета	36 000	33 200
Теоретически необходимое количество воздуха V^0	м ³ /м ³ ; м ³ /кг	То же	9,68	10,2
Отношение количества воздуха на выходе из воздухоподогревателя к теоретически необходимому $\beta_{\text{п}}$	—	То же	1,1	1,03
Утечка воздуха из воздушных каналов во всем воздухоподогревателе $\Delta \alpha_{\text{вп}}$	—	То же	0,2	0,2

Продолжение табл. V-1.

Наименование величины	Единица измерения	Способ определения	Значение величины	
			для исходного режима	для расчетного режима
Средняя абсолютная температура воздуха на участках: вход во всасывающий воздухопровод — выход из РВП T_B^{cp} выход из РВП — выход в топку $T_{вп}$	°K	При работе на газе $t_B' = t_{вп}' = 30^\circ \text{C}$; $t_{вп}'' = 292^\circ \text{C}$ при работе на мазуте $t_B' = 30^\circ \text{C}$; $t_{вп}' = 311^\circ \text{C}$	$161 + 273 = 434$ $292 + 273 = 565$	$171 + 273 = 444$ $311 + 273 = 584$
Объем газов на 1 м³ или на 1 кг топлива на участках: выход из топки — выход из экономайзера V_T выход из экономайзера — выход из трубы $V_T/V_{тр}$	м³/м³; м³/кг То же	Из теплового расчета То же	11,85 11,85/13,72	11,28 11,28/13,35
Температура газов: на выходе из топки θ_T'' за экономайзером $\theta_{эк}''$ за воздухоподогревателем $\theta_{ух}$	°C °C °C	Из теплового расчета То же »	1317 339 124	128 36 13
Средняя абсолютная температура газов на участках: выход из топки — выход из экономайзера выход из РВП — выход из дымовой трубы	°K °K	$\theta_{уч}^{cp} + 273$ $\theta_{уч}^{cp} + 273$	1101 505	1097 523
Коэффициент рециркуляции r	%	Из теплового расчета	10	15
Объемная доля водяных паров r_{H_2O} при α_{cp}	—	То же	0,17	0,11
Относительная плотность дымовых газов M_D	—	Рис. VII-26	0,975	1,00
Сопротивление участков: вход во всасывающий воздухопровод — выход из РВП выход из РВП — выход в топку выход из топки — выход из экономайзера выход из экономайзера — выход из дымовой трубы	мм вод. ст. мм вод. ст. мм вод. ст. мм вод. ст.	Для исходного варианта табл. V-10 $\sum \Delta h_{I-III}$ $\sum \Delta h_{IV}$ $\sum \Delta h_V + \Delta h_{34} + \Delta h_{35}$ $\sum \Delta h_{VI-IX}$	181,8 284 94,0 172,6	158 243 80 143
Суммарная самотяга тракта	мм вод. ст.	H_c	38,4	—
Барометрическое давление	мм рт. ст.	—	735	735

Перепад полных давлений при расчетном режиме

$$\Delta H_p^p = \left(\sum \Delta h_{\text{возд}}^p + \sum \Delta h_{\text{газ}}^p M_p^p \right) \times \left(\frac{760}{h_{\text{эф}}} \right)_{\text{нск}} - H_{\text{сск}} - 0,95 H_t' =$$

$$= [158 + 243 + (80 + 143) \cdot 1,00] \cdot \frac{760}{761} - 38,4 - 0,95 \cdot 15,7 = 570 \text{ мм вод. ст.}$$

V-Д. УКАЗАНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА СОПРОТИВЛЕНИЯ НЕКОТОРЫХ СЛОЖНЫХ УЗЛОВ

Схемы рассчитываемых узлов показаны на рис. V-3. Ниже приводятся указания для расчета их сопротивления; расчет сопротивления участков узлов схем № 1 и 2 сведен в табл. V-15. Для расчета принят расход воздуха 220 м³/сек при температуре 290° С.

ответвления тройника типа $F_n = F_c$ при скорости перед ответвлением 3. Для участка I—III такой расчет может обеспечить некоторый запас. Сопротивление участка I—V рассчитывается как сумма сопротивлений прохода указанного тройника у ответвления 3 и поворота-конфузора.

К сопротивлениям участков I—IV и I—V прибавляется сопротивление поворота-конфузора при входе в горизонтальный канал.

Как видно из табл. V-15, наибольшее сопротивление на участках I—IV и I—III (участок I—II следует рассматривать без увязки с остальными, так как его сопротивление можно легко уменьшить за счет увеличения сечения ответвления I). При увеличении сечения ответвления 3 сопротивление I—IV будет уменьшаться незначительно из-за уменьшения отношения w_6/w_c . Поэтому следует ответвления 2—4 выпол-

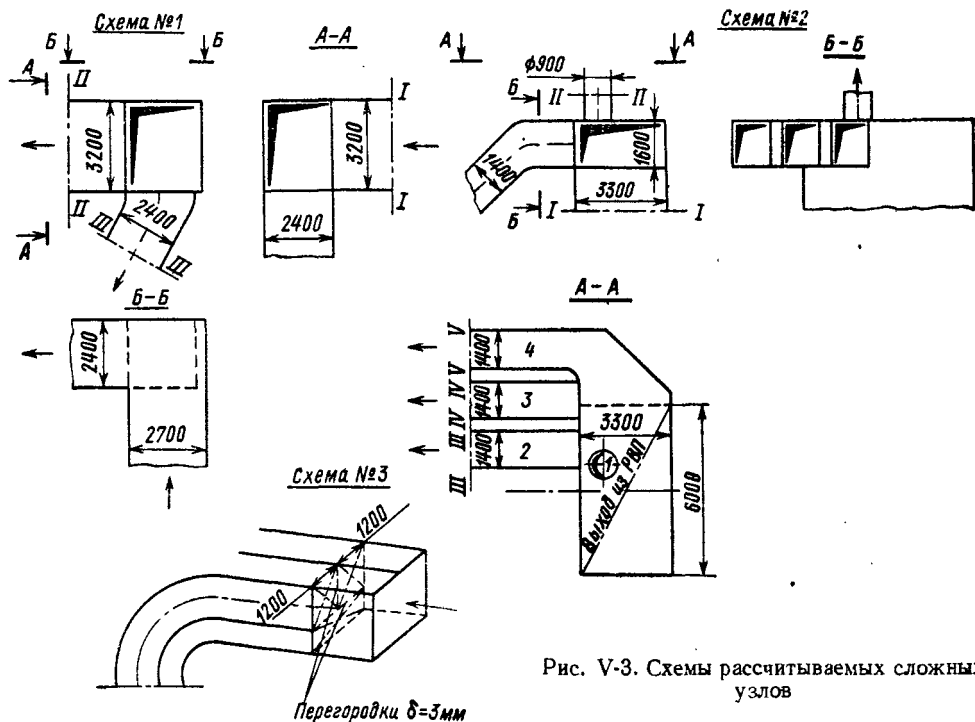


Рис. V-3. Схемы рассчитываемых сложных узлов

Схема № 1. Сопротивление участка I—II рассчитывается как сопротивление прохода раздающего тройника типа $F_n = F_c$ плюс сопротивление поворота с острыми кромками (см. п. 1-33).

Сопротивление на участке I—III рассчитывается как сопротивление бокового ответвления такого же тройника по схеме $F_n = F_c$. Аэродинамическая схема № 1 является невыгодной.

Схема № 2. Сопротивление участка I—II рассчитывается как сопротивление резкого уменьшения сечения.

Сопротивление участков I—III и I—IV рассчитывается как сопротивление бокового

ответвления с поворотом на меньший угол и с диффузором (см. рис. III-21).

Приведенные рекомендации для расчета схем являются приближенными, в частности из-за взаимного влияния отдельных сопротивлений. Уточненные значения сопротивлений узлов могут быть получены только на основании аэродинамических продувок.

При расчете сопротивления газозадуховода по схеме № 3 установка разделительных стенок должна учитываться при расчете Δh_{tr} и при расчете сопротивления поворота. Расчет сопротивления всего тракта с разделительными стенками ведется как расчет параллельных участков по п. 1-53.

Таблица V-16

Расчет сопротивления участков узлов по схемам № 1 и 2

Номер схемы на рис. V-3	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , $м/сек$	Коэффициент сопротивле- ния ξ и способ его определения	Сопротивление Δh , $мм вод. ст.$
1	Участок I-II	$F_{II} = F_0 = 3,20 \cdot 2,40 = 7,68 \text{ м}^2$; $Q_{II}/Q_0 = 0,6 \rightarrow$ по заданию; $\frac{w_{II}}{w_0} = \frac{Q_{II}}{Q_0} \cdot \frac{F_0}{F_{II}} = 0,6$; $\frac{a}{b} = \frac{3,2}{2,4} = 1,33$	$\frac{220}{7,68} = 28,6$ $0,6 \cdot 28,6 = 17,1$	$\xi_{II} = 0,15$ — рис. VII-20; $\xi_{пов} = 1,4 \cdot 1 \cdot 0,96 = 1,34$; п. 1-29 и рис. VII-15, VII-16, VII-17	$0,15 \cdot 9,3 + 1,34 \cdot 26,0 =$ $= 36,3$
	Участок I-III	$F_0 = 7,68 \text{ м}^2$; $F_0 = 2,40 \cdot 2,40 =$ $= 5,76 \text{ м}^2$; $\alpha \approx 45^\circ$; $\frac{w_6}{w_0} = \frac{15,3}{28,6} = 0,54$	$\frac{220 \cdot 0,4}{5,76} = 15,3$	1,8; рис. VII-20	$1,8 \cdot 7,5 = 13,5$
2	Участок I-II	$F_I = 6,00 \cdot 3,30 = 19,80 \text{ м}^2$; $F_{II} = 0,785 \cdot 0,9^2 = 0,64 \text{ м}^2$; $F_{II}/F_I = 0,03$	$\frac{220 \cdot 0,16}{0,64} = 55,0$	0,48; рис. VII-11	$0,48 \cdot 96 = 46,1$

Номер схемы на рис. V-3	Наименование сопротивления	Расчетные данные	Расчетная скорость w , м/сек	Коэффициент сопротивле- ния ζ и способ его определения	Сопротивление Δh , мм вод. ст.
	Участок I—III и I—IV	$F_0 = 1,60 \cdot 3,30 = 5,29 \text{ м}^2$; $F_6 = 1,40 \cdot 1,60 = 2,24 \text{ м}^2$; $\frac{w_6}{w_0} = 1,18$	$\frac{220 \cdot (1 - 0,16)}{3 \cdot 2,24} = 27,5$ $\frac{2 \cdot 220 \cdot (1 - 0,16)}{3 \cdot 5,29} = 23,4$	1,02; рнo. VII-20	$1,62 \cdot 24,0 = 24,5$
	Участок I—V	$\frac{w_{II}}{w_0} = 0,5$; $F_{II} = F_0 = 5,29 \text{ м}^2$; $F_2 = 2,24 \text{ м}^2$; $\frac{F_2}{F_I} = 0,42$; $\frac{r}{b} = 0,3$; $\frac{a}{b} = \frac{1,6}{1,4} = 1,14$	$\frac{220 \cdot (1 - 0,16)}{3 \cdot 5,29} = 11,7$ $\frac{220 \cdot (1 - 0,16)}{3 \cdot 2,24} = 27,5$	0,36; рнo. VII-20; $0,09 \cdot 1 \cdot 0,95 = 0,086$; рнo. VII-19, VII-16, VII-17	$0,36 \cdot 4,4 + 0,086 \cdot 24,0 = 3,6$
	Поворот при входе в горизонталь- ный канал	$w_1 = \frac{220}{19,8} = 11,1 \text{ м/сек}$; $w_2 = 23,4 \text{ м/сек}$; $\frac{w_1}{w_2} = 0,48$; $\frac{a}{b} = \frac{3,3}{1,6} = 2,06$	• 23,4	0,62 · 1 · 0,9 = 0,56; рнo. VII-19, VII-16, VII-17	$0,56 \cdot 17,5 = 9,8$

ПРИЛОЖЕНИЕ VI

ПРИМЕРЫ ВЫБОРА ТЯГОДУТЬЕВЫХ МАШИН И ПРОВЕРКИ
УСТОЙЧИВОСТИ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЫ МАШИН

VI-A. ПРИМЕР ВЫБОРА ДЫМОСОСА

На основании аэродинамического расчета на номинальную нагрузку котельного агрегата расход дымовых газов перед дымососом при $\vartheta = 140^\circ \text{C}$, $h_{\text{бар}} = 760 \text{ мм рт. ст.}$ и $\rho = 0,135 \text{ кгс} \cdot \text{сек}^2 / \text{м}^3$ составляет $V = 218 \cdot 10^3 \text{ м}^3 / \text{ч}$, а перепад полных давлений в тракте, определенный с учетом среднего барометрического давления для места установки котельного агрегата $h_{\text{бар}} = 730 \text{ мм рт. ст.}$, $\Delta H_{\Pi} = 222 \text{ мм вод. ст.}$

$$H_p^{\text{нр}} = 1,13 \cdot 266 = 300 \text{ мм вод. ст.}$$

для 100°C ;

$$H_p^{\text{нр}} = 0,89 \cdot 266 = 237 \text{ мм вод. ст.}$$

для 200°C .

Из сводных графиков характеристик дымососов 0,7-37 (рис. VII-31) и дымососов 0,62-40 (рис. VII-33) следует, что требуемые параметры могут быть удовлетворены тремя машинами: а) дымососом двустороннего вса-

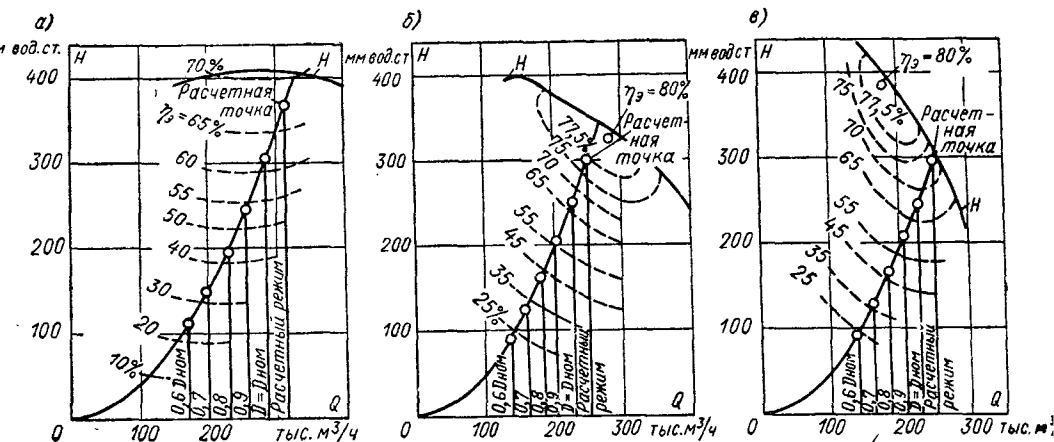


Рис. VI-1. Характеристики дымососов: а — Д-20×2 при $n = 740 \text{ об/мин}$, $h_{\text{бар}} = 760 \text{ мм рт. ст.}$, $t = 200^\circ \text{C}$; б — ДН-22×2 при $n = 740 \text{ об/мин}$, $h_{\text{бар}} = 760 \text{ мм рт. ст.}$, $t = 100^\circ \text{C}$; в — ДН-24 при $n = 740 \text{ об/мин}$, $h_{\text{бар}} = 760 \text{ мм рт. ст.}$, $t = 100^\circ \text{C}$

Определяется расчетный режим дымососа, включающий нормативные запасы: $Q_p = 1,1 \cdot 218 \cdot 10^3 \cdot \frac{760}{730} = 250 \cdot 10^3 \text{ м}^3 / \text{ч}$, $H_p = 1,2 \cdot 222 = 266 \text{ мм вод. ст.}$

Указанные данные следует привести к номинальной плотности, для которой даются характеристики дымососов заводами-изготовителями (воздух $\rho = 0,132 \text{ кгс} \cdot \text{сек}^2 / \text{м}^3$; $h_{\text{бар}} = 760 \text{ мм рт. ст.}$, $t = 100^\circ \text{C}$ и 200°C).

Переходный коэффициент

$$K_p = \frac{140 + 273}{100 + 273} \cdot \frac{760}{730} \cdot \frac{0,132}{0,135} = 1,13 \text{ для } 100^\circ \text{C}$$

$$K_p = \frac{140 + 273}{200 + 273} \cdot \frac{760}{730} \cdot \frac{0,132}{0,135} = 0,89 \text{ для } 200^\circ \text{C}.$$

Приведенные параметры расчетного режима составят:

$$Q_p = 250 \cdot 10^3 \text{ м}^3 / \text{ч};$$

сывания 0,7-37 типоразмера Д-20×2 при 590 об/мин ; б) дымососом двустороннего всасывания 0,62-40 типоразмера ДН-22×2 при 740 об/мин ; в) дымососом одностороннего всасывания 0,62-40 типоразмера ДН-24 при 740 об/мин .

Для выбора оптимального из указанных дымососов необходимо сравнить значения их эксплуатационной экономичности, построив график $\eta_z = f(D/D_{\text{ном}})$.

При отсутствии характеристики дымососа Д-20×2 для 590 об/мин можно воспользоваться характеристикой этой машины для 740 об/мин (рис. VII-47), пересчитав приведенные параметры расчетного режима на 740 об/мин с использованием формул (4-10) и (4-11), т. е.

$$Q'_p = 250 \cdot 10^3 \cdot \frac{740}{590} = 313 \cdot 10^3 \text{ м}^3 / \text{ч};$$

$$H'_p = 237 \left(\frac{740}{590} \right)^2 = 370 \text{ мм вод. ст.}$$

К. п. д. на расчетном режиме составляет 67,5% для дымососа Д-20×2, 77% для

дымососа ДН = 22×2 и 72% для дымососа ДН-24 (рис. VI-1).

Для определения эксплуатационной экономичности рассматриваемых дымососов при различных нагрузках котла необходимо нанести на характеристику дымососов характеристику газового тракта. Для упрощения принимается линейная зависимость рас-

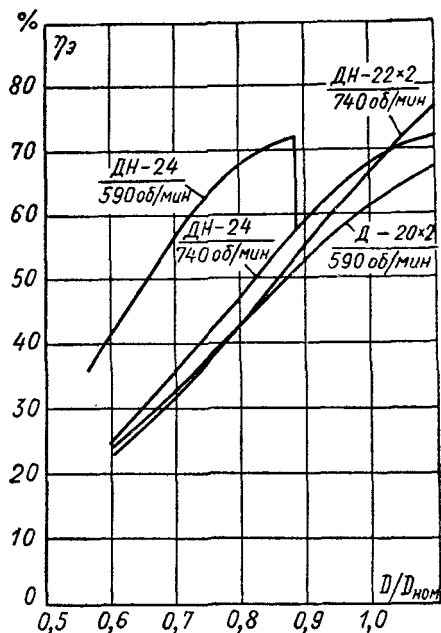


Рис. VI-2. Зависимость эксплуатационного к. п. д. от нагрузки котельного агрегата для дымососов Д-20х2, ДН-22х2 и ДН-24

хода Q и квадратичный закон изменения перепада давлений ΔH_p от паропроизводительности котла. В этом случае характеристика тракта является параболой $\Delta H_p = KQ^2$. Каждой точке характеристики тракта, нанесенной на соответствующую характеристику дымососа (рис. VI-1), отвечает опре-

деленное значение эксплуатационного к. п. д. дымососа.

В табл. VI-1 приведены расчетные данные для построения характеристики тракта и значения $\eta_э$ для сравниваемых дымососов.

Данные табл. VI-1 позволяют построить зависимость $\eta_э = f(D/D_{ном})$ (рис. VI-2). Из рисунка видно, что в диапазоне нагрузок котла $D/D_{ном} = 1,05 \div 0,6$ наиболее экономичным оказывается дымосос одностороннего всасывания ДН-24.

Эксплуатационная экономичность этого дымососа при большой глубине регулирования может быть дополнительно повышена путем применения комбинированного способа регулирования направляющим аппаратом и двухскоростным электродвигателем с частотой вращения 740/590 об/мин. Для построения зависимости $\eta_э = f(D/D_{ном})$ для этого случая следует продолжить характеристику тракта до пересечения с кривой полного давления машины при полностью открытом направляющем аппарате. Точка пересечения определит исходный режим, который для ДН-24 составляет $Q_{исх} = 252 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $H_{исх} = 305 \text{ мм вод. ст.}$, т. е. практически совпадает с расчетным.

Этому режиму будет соответствовать нагрузка котлоагрегата

$$\left(\frac{D}{D_{ном}}\right)_{исх} = \frac{252 \cdot 10^3}{250 \cdot 10^3} 1,1 = 1,11.$$

Режим перехода на пониженную скорость вращения дымососа, являющийся исходным для регулирования направляющим аппаратом при этой скорости вращения, определится как

$$\begin{aligned} \left(\frac{D}{D_{ном}}\right)_{исх}^{590} &= \left(\frac{D}{D_{ном}}\right)_{исх}^{740} \frac{590}{740} = 1,11 \times \\ &\times \frac{590}{740} = 0,885. \end{aligned}$$

На этом режиме электродвигатель переключается на нижнюю ступень оборотов 590 об/мин, а направляющий аппарат полностью открывается. Эксплуатационный к. п. д. дымососа принимает значение, соот-

Таблица VI-1

Данные для построения графика эксплуатационного к. п. д. дымососов

Режим $D/D_{ном}$	Q , тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$	ΔH_p , мм вод. ст.	Q , тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$	ΔH_p , мм вод. ст.	Эксплуатационный к. п. д. $\eta_э$, %		
	Приведено к характеристике Д-20х2 при 740 об/мин и 200° С		Приведено к характеристике ДН-22х2 и ДН-24 при 740 об/мин и 100° С		Д-20х2	ДН-22х2	ДН-24
1,1	313	370	250	300	67,5	77	72
1,0	284	306	228	250	61,0	66	68
0,9	255	248	205	202	53,5	56	59
0,8	227	196	182	160	42	42	47
0,7	198	150	160	123	33	32	36
0,6	170	110	137	90	24	22	25

ветствующее к. п. д. на исходном режиме, т. е. 72%. Точки для определения дальнейшего прохождения кривой $\eta_a = f(D/D_{ном})$ по мере увеличения глубины регулирования

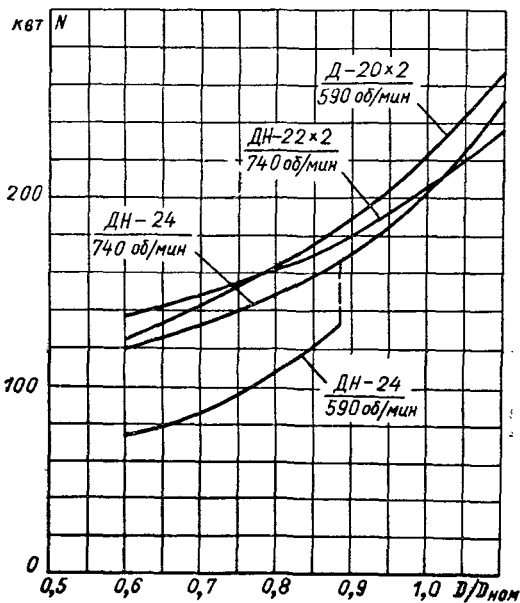


Рис. VI-3. Зависимость мощности на валу дымососа от нагрузки котельного агрегата для дымососов Д-20х2, ДН-22х2 и ДН-24

можно получить, умножая данные первого столбца табл. VI-1 на отношение

$$\frac{(D/D_{ном})^{590}}{(D/D_{ном})_{исх}} = \frac{0,885}{1,11} = 0,8$$

и выписывая при этом из табл. VI-1 соответствующие значения η_a , т. е.:

$D/D_{ном}$	0,88	0,80	0,72	0,64	0,56	0,48
$\eta_a, \%$	72	68	59	47	36	25

Полученная таким образом зависимость приведена на рис. VI-2.

Если кривые эксплуатационного к. п. д. в рабочем диапазоне нагрузок котельного агрегата пересекаются, то выбор машины следует производить путем определения эксплуатационного расхода мощности с учетом графика нагрузки котла. Для этого следует построить зависимость мощности на валу машины от $D/D_{ном}$, используя данные табл. VI-1 или график $\eta_a = f(D/D_{ном})$ и равенство

$$N = \frac{1}{K_p} \frac{\Delta H_n Q}{3670 \eta_a}$$

Для рассматриваемого случая расчет приведен в табл. VI-2, а график — на рис. VI-3.

По эксплуатационному расходу мощности предпочтение следует отдать дымососу ДН-24. Примененные комбинированного способа ре-

гулирования направляющим аппаратом и двухскоростным электродвигателем (740/590 об/мин) позволяет заметно снизить расход энергии при нагрузках котельного агрегата $D/D_{ном} = 0,885 \div 0,6$. Если дымосос одностороннего всасывания предпочтителен также по условиям компоновки, то его и следует выбрать для котельного агрегата.

Установленная мощность электродвигателя для дымососа ДН-24 определится по формуле (4-16)

$$N_{дв} = 1,05 N = 1,05 \frac{250 \cdot 10^3 \cdot 300}{1,13 \cdot 3670 \cdot 72} = 263 \text{ кВт.}$$

Принят коэффициент сжимаемости газов $\psi = 1,0$ (см. п. 4-3).

Следует установить двухскоростной электродвигатель ДАЗО 2-16-44-8/10 VI на 740/590 об/мин, 315/220 кВт, рекомендованный заводом-изготовителем дымососа.

Таблица VI-2

Данные для построения графика мощности на валу дымососа

Режим $D/D_{ном}$	$Q, \text{ тыс. м}^3/\text{ч}$	$\Delta H_n, \text{ мм вод. ст.}$	Мощность на валу дымососа, кВт			
			Д-20х2, 590 об/мин	ДН-22х2, 740 об/мин	ДН-24	
					740 об/мин	740/590 об/мин
1,1	250	300	267	235	251	251
1,0	228	250	225	208	202	202
0,9	205	202	187	178	169	169
0,885	202	196	—	—	—	133
0,8	182	160	168	168	150	104
0,7	160	123	143	148	132	83
0,6	137	90	124	136	119	72

VI-Б. ПРИМЕР ПРОВЕРКИ УСТОЙЧИВОСТИ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЫ МАШИН ОСЕВОГО И ЦЕНТРОБЕЖНОГО ТИПА

Проверка устойчивости параллельной работы проводится применительно к газовому тракту одного из корпусов двухкорпусного котлоагрегата ТПП-200 (ТКЗ). В схеме этого тракта предусмотрена установка трех дымососов: двух основных осевых ДО-31,5-У (модификация дымососа ДО-31,5 с переставными лопатками рабочего колеса) и одного регулирующего центробежного Д-25х2ШБ (схема газового тракта на рис. VI-4). Номинальный режим работы корпуса обеспечивается симметрично загруженными осевыми дымососами, параллельно работающими на общую газовую перемычку,

включенную перед ними по ходу движения дымовых газов. Регулировочный дымосос предназначен для регулирования темпера-

Исходные данные для расчета

1. Схема газового тракта корпуса № 1 котлоагрегата ТПП-200, представленная на рис. VI-4.

2. Аэродинамическая характеристика осевого двухступенчатого дымососа типа ДО-31,5-У.

3. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа двустороннего всасывания типа Д-25 × 2ШБ.

На рис. VI-5 показаны участки характеристик, необходимые для расчета.

4. Распределение перепадов полных давлений по участкам газового тракта корпуса № 1, определенное заводом в результате аэродинамического расчета котлоагрегата ТПП-200 на 100%-ную нагрузку при сжигании АШ (табл. VI-3).

Расход газов через дымососы (участок VI—VII): через основные — $2 \times 845 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$, через регулировочный — $470 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$.

В соответствии с рассчитываемым режимом параллельной работы дымососов ОД-1А и РД-1 собирается следующая схема газового тракта корпуса № 1 (см. рис. VI-4): шиберы 1 и 2 на перемычках $a-a^*$ и $b-b^*$ между дымососами ОД-1А и РД-1 и общей перемычкой газового тракта $A-A$ открываются; остановленный дымосос ОД-1Б отключается от перемычки $A-A$ закрытием шибера 3 на перемычке $в-в^*$; шибер 4 на перемычке $г-г^*$ между воздухоподогревателем РВП-3 и общей перемычкой газового тракта $B-B$ открывается; шиберы 5 и 7 на общей перемычке газового тракта $B-B$ между воздухоподогревателями РВП2, РВП3 и РВП4 открываются; автоматически управляемые шиберы 6 и 8 частично открыты из условия пропуска через тракт дымососа РД-1

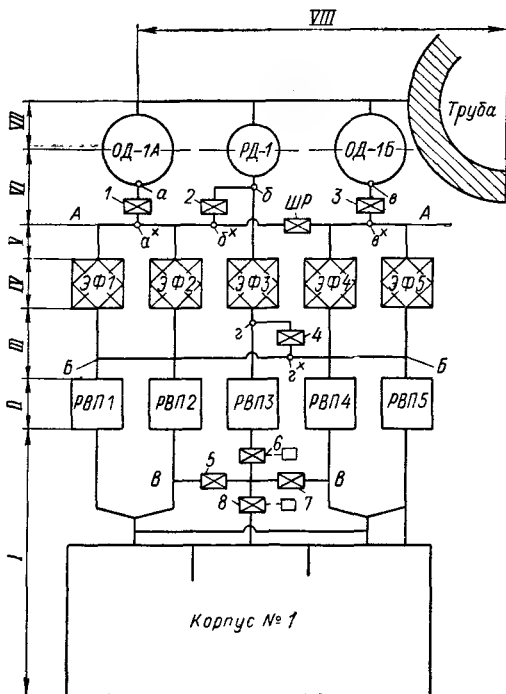


Рис. VI-4. Схема газового тракта хвостовой части корпуса № 1 котлоагрегата ТПП-200

туры промежуточного перегрева пара и работает на индивидуальный (байпасный) газовый тракт. Режим параллельной работы основного дымососа с регулировочным возникает только при аварийном останове одного из дымососов.

С учетом специфики схемы газового тракта котлоагрегата ТПП-200 проводятся расчеты устойчивости параллельной работы основного осевого дымососа с центробежным регулировочным, а также двух осевых основных дымососов.

Рассчитывается устойчивость параллельной работы осевого дымососа с центробежным при режиме параллельной работы одного основного дымососа ДО-31,5-У (на схеме он обозначен ОД-1А) и регулировочного центробежного дымососа Д-25 × 2ШБ (РД-1) при остановленном втором основном дымососе (ОД-1Б); нагрузка корпуса максимальная.

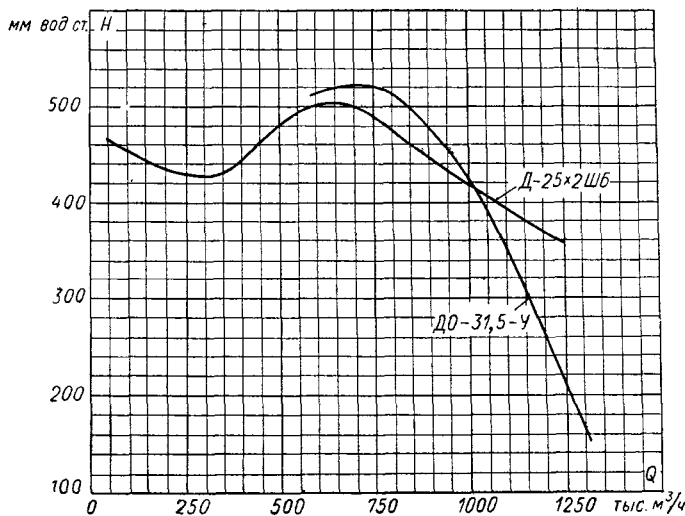


Рис. VI-5. Расчетные участки аэродинамических характеристик осевого двухступенчатого дымососа ДО-31,5-У и центробежного дымососа двустороннего всасывания Д-25×2ШБ при $n = 590 \text{ об/мин}$, $t = 100^\circ \text{ С}$ и $h_{\text{бар}} = 760 \text{ мм рт. ст.}$

Таблица VI-3

**Распределение перепадов полных давлений (в мм вод. ст.)
по участкам газового тракта корпуса № 1
при номинальной нагрузке**

Наименование участка газового тракта корпуса № 1 или сопротивления	Обозначение	Значение	Номер участка (рис. VI-4)
Основной тракт			
От топочной камеры до регенеративного воздухоподогревателя	$\Delta h_1''$	100,3	I
Регенеративный воздухоподогреватель	$\Delta h_2'$	145,4	II
От регенеративного воздухоподогревателя до золоуловителей	$\Delta h_3'$	30,4	III
Золоуловители	$\Delta h_4'$	65,0	IV
От золоуловителей до общей газовой перемычки перед дымососами	$\Delta h_5'$	4,0	V
От общей газовой перемычки перед дымососами до дымососов	$\Delta h_6'$	14,3	VI
От дымососа до байпасного газохода	$\Delta h_7''$	17,4	VII
От входа в байпасный газоход до выхода в атмосферу	$\Delta h_8''$	41,6	VIII
Сопротивление трения в газоходах	$\Delta h_{тр}''$	2,2	—
Самотяга тракта	h_c''	33,4	—

Индивидуальный тракт регулировочного дымососа

От топочной камеры до регенеративного воздухоподогревателя	$\Delta h_1''$	98,2	I
Регенеративный воздухоподогреватель	$\Delta h_2''$	62,3	II
От регенеративного воздухоподогревателя до золоуловителей	$\Delta h_3''$	30,4	III
Золоуловители	$\Delta h_4''$	65,0	IV
От золоуловителей до общей газовой перемычки	$\Delta h_5''$	0,6	V
От общей газовой перемычки до дымососа	$\Delta h_6''$	2,7	VI
От дымососа до байпасного газохода	$\Delta h_7'$	8,2	VII
От входа в байпасный газоход до выхода в атмосферу	$\Delta h_8'$	41,6	VIII
Сопротивление трения в газоходах	$\Delta h_{тр}'$	2,2	—
Самотяга тракта	h_c'	35,3	—

20% суммарного расхода дымовых газов. При этом положение шибера 6 регулируется по температуре воздушной смеси перед регенеративными воздухоподогревателями, а шибера 8 — по температуре промежуточного перегрева пара.

Общим трактом рассматриваемых дымососов ОД-1А и РД-1 является весь газовый тракт корпуса № 1 до перемычки А—А

(рис. VI-4) При этом дымососы ОД-1А и РД-1 включаются в перемычку А—А в сечениях a^* и b^* . Пренебрегая сопротивлением участка $a^*—b^*$ общей перемычки А—А, будем приводить характеристику дымососа ОД-1А к сечению a^* , а дымососа РД-1 к сечению b^* . С этой целью из исходной характеристики каждого дымососа вычтем сопротивление его присоединительных (индиви-

дуальных) участков, расход дымовых газов через которые практически не отличается от расхода через данный дымосос. Соответственно сопротивление этих участков не должно включаться в сопротивление общего газового тракта.

Для дымососа ОД-1А присоединительным является участок основного газохода VI—VII, сопротивление которого согласно

к условиям заводской характеристики дымососа РД-1 получим:

$$\Delta h_{\text{прис}}^{\text{РД}} = 10,9 \cdot \frac{0,132}{0,139} \cdot \frac{107 + 293}{100 + 293} \cdot \frac{760}{760} = 10,6 \text{ мм вод. ст.}$$

Суммарные сопротивления присоединительных участков, определенные для номи-

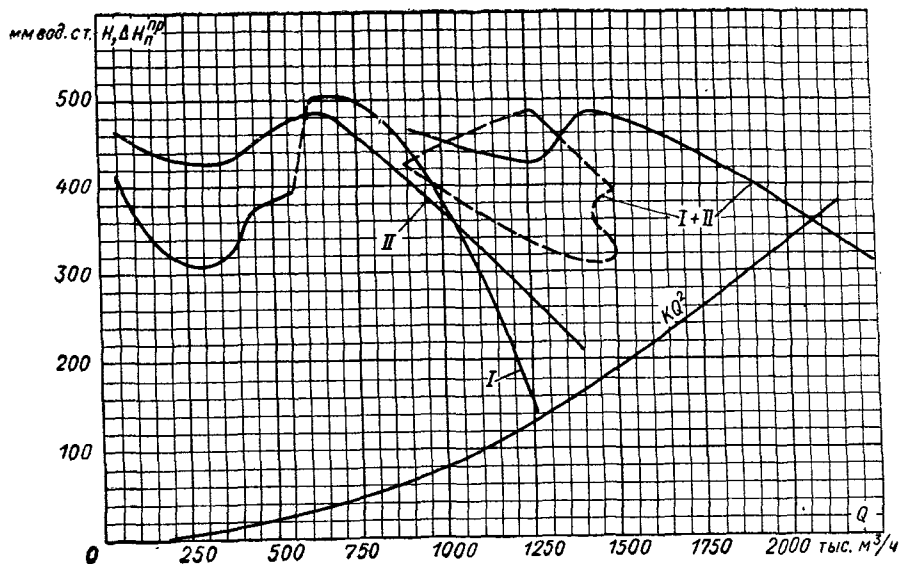


Рис. VI-6. Характеристики осевого и центробежного дымососов при параллельной работе

табл. VI-3 составляет при номинальной нагрузке

$$\Delta h'_{\text{прис}} = \Delta h'_6 + \Delta h'_7 = 14,3 + 17,4 = 31,7 \text{ мм вод. ст.}$$

С учетом поправки на плотность дымовых газов и после приведения сопротивления по формуле (4-5) к условиям заводской характеристики дымососа ОД-1А получим:

$$\begin{aligned} \Delta h_{\text{прис}}^{\text{ОД}} &= \Delta h'_{\text{прис}} K_p = \\ &= 31,7 \cdot \frac{0,132}{0,139} \cdot \frac{110 + 273}{100 + 273} \cdot \frac{760}{760} = \\ &= 31,1 \text{ мм вод. ст.} \end{aligned}$$

Для дымососа РД-1 присоединительным является участок индивидуального газового тракта регулировочного дымососа VI—VII, сопротивление которого составляет

$$\begin{aligned} \Delta h_{\text{прис}}^{\text{РД}} &= \Delta h'_6 + \Delta h'_7 = 2,7 + 8,2 = \\ &= 10,9 \text{ мм вод. ст.} \end{aligned}$$

С учетом поправки на плотность дымовых газов и после приведения сопротивления

нальных режимов работы дымососов ОД-1А и РД-1, пересчитываются для любых других режимов работы этих дымососов пропорционально квадратам производительностей и вычитаются из полных давлений по соответствующим исходным характеристикам $Q-H$. Приведенные характеристики дымососов ОД-1А (кривая I) и РД-1 (кривая II) представлены на рис. VI-6.

Суммарная характеристика параллельно работающих дымососов ОД-1А и РД-1 (кривые I + II), полученная суммированием приведенных характеристик по расходам при одинаковых полных давлениях — (см. III-65) представлена на том же рис. VI-6.

Характеристика общего газового тракта корпуса № 1 может быть приближенно представлена в виде квадратичной параболы, проходящей через начало координат и точку $\sum Q_{\text{общ}}, \Delta h_{\text{п}}^{\text{пр}}$, соответствующую номинальному режиму работы корпуса № 1 с нормированными запасами.

Суммарный расход дымовых газов $\sum Q_{\text{общ}}$ составляет:

$$\begin{aligned} \sum Q_{\text{общ}} &= \beta_1 (V_1 + V_2) = \\ &= 1,1 (2 \cdot 845 + 470) \cdot 10^3 = 2375 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}, \end{aligned}$$

где β_1 — коэффициент запаса по производительности дымососов; V_1, V_2 — расходы дымовых газов соответственно через основной газоход и через индивидуальный тракт регулировочного дымососа, $\text{м}^3/\text{ч}$ (из теплового расчета котлоагрегата).

Приведенный перепад полных давлений по газовому тракту корпуса № 1 (за вычетом сопротивлений присоединительных участков дымососов) $\Delta H_{\Pi}^{\text{пр}}$ определяется перепа-

Характеристика общего тракта дымососов ОД-1А и РД-1 представлена на рис. VI-6 (кривая KQ^2).

Из совместного рассмотрения взаимного расположения суммарных характеристик дымососов $I + II$ и характеристики общего газового тракта KQ^2 следует, что характеристика тракта проходит значительно ниже штриховой кривой $I + II$, несмотря на имеющуюся на этой кривой глубокую впа-

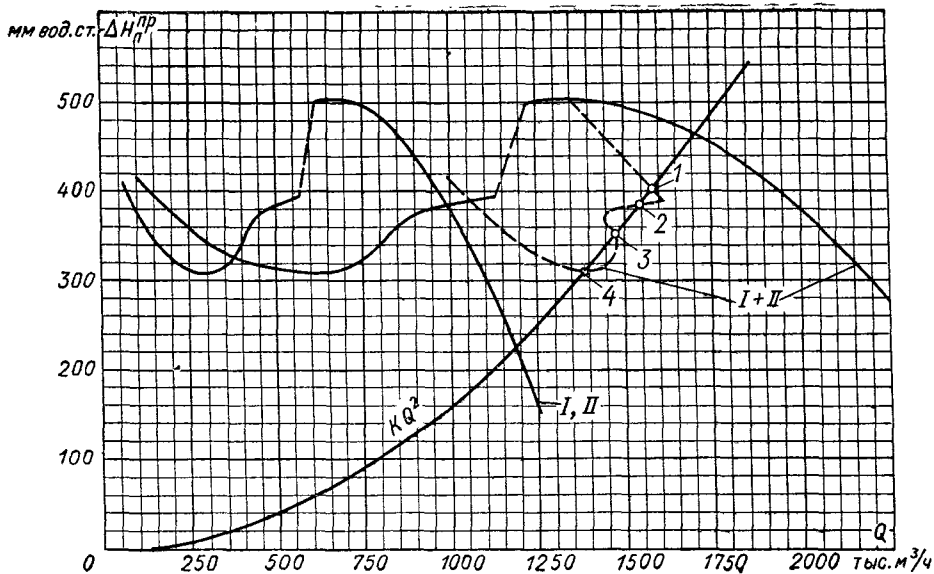


Рис. VI-7. Характеристики двух основных дымососов при параллельной работе

дом полных давлений по тракту основных дымососов ОД-1А и ОД-1Б до сечения a^* переменычки А—А (рис. VI-4). Это объясняется тем, что автоматически управляемые шиберы 6 и 8 в индивидуальном тракте регулировочного дымососа РД-1 повышают сопротивление участка I этого тракта до значения сопротивления соответствующего участка основного газохода, рассчитанного по условию пропускка через воздухоподогреватель РВПЗ 20% суммарного расхода дымовых газов, т. е. эти шиберы подравнивают сопротивления участков I параллельно включенных газоходов. Остальные же участки газового тракта имеют общие переменычки. С учетом указанного получим:

$$\begin{aligned} \Delta H_{\Pi}^{\text{пр}} &= \beta_2 \Delta H_{\Pi} K_{\rho} - \Delta h_{\text{прис}}^{\text{ОД}} = 1,20 \cdot 419,6 \times \\ &\times \frac{0,132}{0,139} \cdot \frac{110 + 273}{100 + 273} \cdot \frac{760}{760} - 31,1 = \\ &= 456 \text{ мм вод. ст.} \end{aligned}$$

где β_2 — коэффициент запаса по полному давлению дымососов; ΔH_{Π} — перепад полных давлений по основному газовому тракту, мм вод. ст.

дину. Отсюда следует, что рассмотренный режим параллельной работы осевого дымососа ОД-1А с центробежным РД-1 является однозначным и, следовательно, устойчивым.

Рассчитывается устойчивость параллельной работы двух одинаковых осевых дымососов при режиме параллельной работы двух основных осевых дымососов ОД-1А и ОД-1Б (оба дымососа типа ДО-31,5-У).

Исходные данные для расчета

1. Схема газового тракта корпуса № 1 котлоагрегата ТПП-200, представленная на рис. VI-4.

2. Аэродинамическая характеристика осевого двухступенчатого дымососа типа ДО-31,5-У.

3. Распределение перепадов полных давлений по участкам газового тракта корпуса № 1, определенное заводом в результате аэродинамического расчета котлоагрегата ТПП-200 на 100%-ную нагрузку при сжигании АШ (см. табл. VI-3).

В соответствии с рассчитываемым режимом параллельной работы дымососов ОД-1А и ОД-1Б собирается следующая схема газового тракта: шиберы 1 и 3 (рис. VI-4) на переменычках $a-a^*$ и $в-в^*$ между дымососами ОД-1А и ОД-1Б и общей переменычкой газового тракта А—А открываются; шиберы 2,

4, 5 и 7 на перемычках между индивидуальным трактом регулировочного дымососа РД-1 и основным газовым трактом корпуса № 1 закрываются.

Проверка устойчивости параллельной работы дымососов ОД-1А и ОД-1Б производится с помощью их суммарной характеристики, получаемой путем суммирования приведенных характеристик рассматриваемых дымососов (см. п. III-65).

Общим трактом дымососов ОД-1А и ОД-1Б является тракт корпуса № 1 до перемычки А—А (рис. VI-4), в которую дымососы ОД-1А и ОД-1Б включаются в сечениях a^* и b^* . Пренебрегая сопротивлением участка $a^*—b^*$ общей перемычки А—А, будем приводить характеристику дымососа ОД-1А к сечению a^* , а дымососа ОД-1Б к сечению b^* .

Для дымососа ОД-1А присоединительным является участок основного газопровода VI—VII, сопротивление которого было определено в предыдущем примере: $\Delta h_{\text{прис}}^{\text{ОД}} = 31,1 \text{ мм вод. ст.}$. В силу симметричности компоновки дымососов ОД-1А и ОД-1Б принимается, что сопротивление присоединительного участка дымососа ОД-1Б (участок VI—VII) также равно $31,1 \text{ мм вод. ст.}$. При сделанном допущении о равенстве сопротивлений присоединительных участков дымососов ОД-1А и ОД-1Б получаем совпадение их приведенных характеристик (кривая I, II на рис. VI-7).

Суммарная характеристика параллельно работающих дымососов ОД-1А и ОД-1Б приведена также на рис. VI-7.

Характеристика основного газового тракта корпуса № 1 может быть приближенно представлена в виде квадратичной параболы, проходящей через начало координат

в точку $Q_{\text{осн}}$, $\Delta H_{\text{ш. осн}}^{\text{пр}}$, соответствующую номинальному режиму работы корпуса № 1 с нормированными запасами.

Суммарный расход дымовых газов через основной тракт корпуса № 1 по данным теплового расчета $Q_{\text{осн}} = 1690 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч.}$

Приведенный перепад полных давлений $\Delta H_{\text{п. осн}}^{\text{пр}} = 456 \text{ мм вод. ст.}$

Характеристика общего тракта дымососов ОД-1А и ОД-1Б представлена на рис. VI-7 (кривая KQ^2).

Из совместного рассмотрения взаимного расположения суммарной характеристики I + II и характеристики общего газового тракта KQ^2 следует, что характеристика общего газового тракта пересекает штриховую кривую I + II в четырех точках (точки 1, 2, 3 и 4 на рис. VI-7). Точки 1 и 3 соответствуют фиктивным режимам, так как условие равновесия любого режима требует, чтобы производная характеристики тракта была больше производной характеристики машины. Две же остальные точки, 2 и 4, определяют два возможных режима работы одного из дымососов в помпаже.

Таким образом, режим параллельной работы двух осевых дымососов, соответствующий основному режиму работы котлоагрегата, в отличие от ранее рассмотренного случая оказывается многозначным с возможным помпажом одного из дымососов. Отсюда следует вывод о возможной неустойчивости параллельной работы осевых дымососов ОД-1А и ОД-1Б в условиях данного газового тракта. Для обеспечения запуска одного из осевых дымососов при работающем втором должна быть предусмотрена возможность перекрытия общей перемычки газового тракта А—А плотным разделительным шибером ШР (рис. VI-4).

ПРИЛОЖЕНИЕ VII

РАСЧЕТНЫЕ ТАБЛИЦЫ И ГРАФИКИ

Таблица VII-1

Значения абсолютной шероховатости k , рекомендуемые для расчета различных каналов

Тип канала	Значение абсолютной шероховатости $k \cdot 10^3$, м
Трубчатые воздухоподогреватели из сварных труб, пластинчатые воздухоподогреватели, цельнотянутые трубы котельных поверхностей (наружные стенки) и специальных воздухоподогревателей (с учетом загрязнений)	0,2
Газо- и воздухопроводы из листовой стали (с учетом сварных стыков)	0,4
Стальные трубы магистральных газопроводов	0,12
Чугунные трубы и плиты	0,8
Сильно заржавленные стальные трубы	0,7
Кирпичная кладка на цементном растворе	0,8—6,0 (в среднем 2,5)
Бетонированные каналы	0,8—9,0 (в среднем 2,5)
Стеклянные трубы	0,0015—0,01 (в среднем 0,005)

Таблица VII-2

Приближенные постоянные значения коэффициента сопротивления трения λ

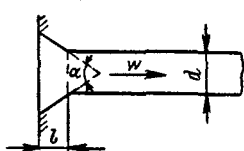
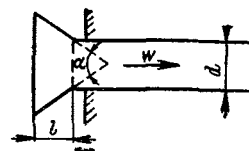
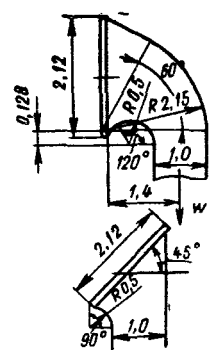
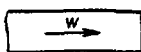
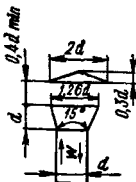
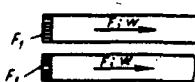
Тип канала	Значение λ
Шероховые поверхности нагрева	0,04
Стальные нефутерованные газозухопроводы	0,02
Стальные футерованные газозухопроводы, кирпичные или бетонные газопроводы:	
при $d_3 \geq 0,9$ м	0,03
» $d_3 < 0,9$ м	0,04
Стволы труб из кремнебетона	0,02
Дымовые трубы кирпичные и железобетонные	0,05
Дымовые трубы металлические:	
при $d_0 \geq 2$ м	0,015
» $d_0 < 2$ м	0,02

Таблица VII-3

Коэффициенты местных сопротивлений, вызванных изменением сечения

№ пп.	Наименование	Схема	Коэффициент местного сопротивления, отнесенный к указанной на схеме скорости (в основном канале)
1	Вход в канал с прямыми кромками заподлицо со стенкой		$\zeta = 0,5$
2	Вход в канал с прямыми выступающими кромками		При $\delta/d \approx 0$: для $a/d \geq 0,2$ $\zeta \approx 1,0$; для $0,05 < a/d < 0,2$ $\zeta \approx 0,85$. При $\delta/d \geq 0,04$ $\zeta \approx 0,5$
3	Вход в канал с закругленными кромками		При $r/d = 0,05$ и кромках заподлицо со стенкой $\zeta = 0,25$; при выступающих кромках $\zeta = 0,4$. Как при кромках заподлицо со стенкой, так и при выступающих кромках: $\zeta_{\text{вх.с.}} = 0,12$ при $r/d = 0,1$, $\zeta_{\text{вх.с.}} = 0$ при $r/d = 0,2$

Продолжение табл. VII-3

№ пп.	Наименование	Схема	Коэффициент местного сопротивления, отнесенный к указанной на схеме скорости (в основном канале)																						
4	Вход в канал с прямолинейным раструбом. Для прямоугольного канала ζ определяется по большему из значений α	a — заподлицо со стенкой 	<table><tr><th rowspan="3">α</th><th colspan="3">ζ</th></tr><tr><th colspan="3">при l/d</th></tr><tr><th>0,1</th><th>0,2</th><th>0,3</th></tr><tr><td>30°</td><td>0,25</td><td>0,2</td><td>0,2</td></tr><tr><td>50°</td><td>0,2</td><td>0,15</td><td>0,15</td></tr><tr><td>90°</td><td>0,25</td><td>0,2</td><td>0,2</td></tr></table>	α	ζ			при l/d			0,1	0,2	0,3	30°	0,25	0,2	0,2	50°	0,2	0,15	0,15	90°	0,25	0,2	0,2
		α	ζ																						
при l/d																									
0,1	0,2		0,3																						
30°	0,25	0,2	0,2																						
50°	0,2	0,15	0,15																						
90°	0,25	0,2	0,2																						
		b — с выступающими кромками 	<table><tr><th rowspan="3">α</th><th colspan="3">ζ</th></tr><tr><th colspan="3">при l/d</th></tr><tr><th>0,1</th><th>0,2</th><th>0,3</th></tr><tr><td>30°</td><td>0,55</td><td>0,35</td><td>0,2</td></tr><tr><td>50°</td><td>0,45</td><td>0,22</td><td>0,15</td></tr><tr><td>90°</td><td>0,41</td><td>0,22</td><td>0,18</td></tr></table>	α	ζ			при l/d			0,1	0,2	0,3	30°	0,55	0,35	0,2	50°	0,45	0,22	0,15	90°	0,41	0,22	0,18
		α	ζ																						
при l/d																									
0,1	0,2		0,3																						
30°	0,55	0,35	0,2																						
50°	0,45	0,22	0,15																						
90°	0,41	0,22	0,18																						
5	Патрубки для забора воздуха		При отсутствии заслонки $\zeta = 0,2$ при наличии заслонки $\zeta = 0,3$ При отсутствии заслонки $\zeta = 0,1$ при наличии заслонки $\zeta = 0,2$																						
6	Выход из канала (кроме дымовой трубы)		$\zeta = 1,1$; при установке перед выходом конфузора ($l \geq 20d_3$) $\zeta = 1,0$																						
7	Вход в канал из-под колпака		$\zeta_{вх} = 0,5$																						
8	Выход из канала под колпак		$\zeta_{вых} = 0,65$																						
9	Вход в канал через решетку или диафрагму (отверстие с острыми краями)		$\zeta = \left(1,707 \frac{F}{F_1} - 1\right)^2$																						

Продолжение табл. VII-3

№ пп.	Наименование	Схема	Коэффициент местного сопротивления, отнесенный к указанной на схеме скорости (в основном канале)
10	Вход в канал через одно (первое) боковое отверстие (с острыми краями)		При $\frac{F_1}{F} \leq 0,4$ $\zeta = 2,5 \left(\frac{F_1}{F} \right)^2$; при $\frac{F_1}{F} > 0,4$ $\zeta \approx 2,25 \left(\frac{F_1}{F} \right)^2$
11	Вход в канал через два отверстия на противоположных сторонах		При $\frac{F_1}{F} \leq 0,7$ $\zeta \approx 3,0 \left(\frac{F_1}{F} \right)^2$; F_1 — общая площадь отверстий
12	Выход из канала через решетку или диафрагму (отверстие с острыми краями)		$\zeta = \left(\frac{F}{F_1} + 0,707 \frac{F}{F_1} \sqrt{1 - \frac{F_1}{F}} \right)^2$
13	Выход из канала через одно (последнее) боковое отверстие		При $\frac{F_1}{F} \leq 0,7$ $\zeta \approx 2,6 \left(\frac{F_1}{F} \right)^2$; при $0,7 < \frac{F_1}{F} \leq 1,0$ $\zeta \approx 3,0 \left(\frac{F_1}{F} \right)^2$
14	Выход из канала через два отверстия на противоположных сторонах		При $\frac{F_1}{F} \leq 0,6$ $\zeta = 2,9 \left(\frac{F_1}{F} \right)^2$; F_1 — общая площадь отверстий
15	Решетка или диафрагма внутри канала (отверстия с острыми краями)		$\zeta = \left(\frac{F}{F_1} - 1 + \right.$ $\left. + 0,707 \frac{F}{F_1} \sqrt{1 - \frac{F_1}{F}} \right)^2$
16	Полностью открытый шибер, поворотный клапан		$\zeta = 0,1$ Об учете зависимости величины ζ от степени открытия клапана см. п. 1-27
17	Конфузор в прямом канале		$\zeta = 0$ при $\alpha < 20^\circ$; $\zeta = 0,1$ при $\alpha = 20^\circ + 60^\circ$. При $\alpha > 60^\circ$ ζ следует определять как для внезапного сужения сечения, по рис. VII-11: $\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{d_1 - d_2}{2l}$ При прямоугольном сечении и двустороннем сжатии конфузора размеры d принимаются по стороне с большим углом сужения

Примечание. В пп. 1, 2 и 4 даны приближенные рекомендации, достаточные для аэродинамического расчета котельных установок. Подробно см. в книгах: 1) И. Е. Идельчик, «Справочник по гидравлическим сопротивлениям»; 2) «Расчет и проектирование пылеприготовительных установок котельных агрегатов (нормативные материалы)».

Таблица VII-4

Поправки к коэффициентам сопротивления боковых ответвлений тройников при закруглении кромок или установке конического перехода

Тип тройника	Конструкция ответвления	Значения $\Delta \xi$ при угле ответвления α°				
		15	30	45	60	90
Раздающий	С коническим переходом $\beta = 10 \div 13^\circ$, $l \geq 1,5d$	0,1	0,2	0,3	0,5	
	Закругленные кромок с $r = (0,1 \div 0,2) d$	0,1	0,15	0,2	0,4	
Собирающий	С коническим переходом $\beta = 10 \div 13^\circ$, $l \geq 1,5d$	0,3			0,4	

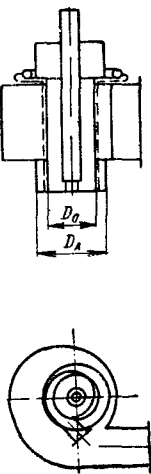
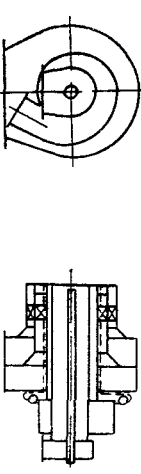
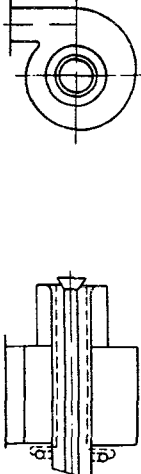
Таблица VII-5

Поправочные коэффициенты γ расчетным сопротивлениям поверхностей нагрева

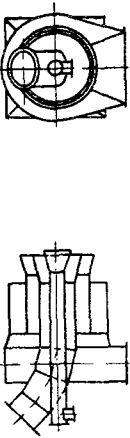
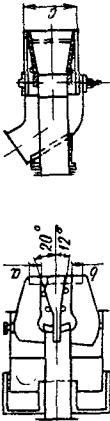
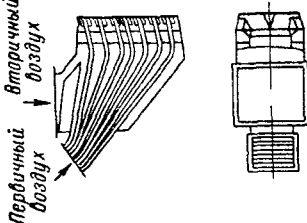
Поверхность	Коэффициент γ , К
Ширмовые поверхности нагрева	1,2
Пароперегреватели, расположенные в горизонтальном газоходе:	
а) для всех топлив, кроме дающих плотные отложения (например, назаровские угли при сухом шлакоудалении, АШ при тонине помола $R_{90} \leq 7\%$), при регулярно действующей очистке	1,2
б) для углей, дающих плотные отложения (см. п. а), при регулярно действующей очистке	1,8
в) при работе на смеси торфа с мазутом	2,0
Перегреватели и переходные зоны, расположенные в опускном газоходе:	
а) для всех топлив, кроме мазута и газа, при регулярно действующей очистке	1,2
б) при сжигании мазута (при действующей очистке) и газа	1,0
I и II ступени экономайзеров, а также одноступенчатые экономайзеры:	
а) при сжигании твердых топлив, дающих сыпучие отложения	1,1
б) при сжигании твердых топлив, дающих плотные золыстые отложения (АШ, промпродукт углей, сланцы, фрезторф, канско-ачинские угли при сухом шлакоудалении)	1,2
в) при сжигании газа	1,0
I ступени экономайзеров и одноступенчатые при сжигании мазута с применением регулярно действующей дробевой очистки	1,2
II ступени экономайзеров при сжигании мазута с применением регулярно действующей дробевой очистки	1,0
Плавниковые экономайзеры	1,2
Котельные пучки:	
а) многобаранных вертикально-водотрубных котлов со смешанным омыванием	0,9
б) котлов малой мощности с поворотом газов в горизонтальной плоскости	1,0
в) то же с камерой догорания перед первым пучком	1,15
г) секционных котлов	0,9
Нетиповые ребристые экономайзеры при эффективной регулярной обдувке	1,4
То же, без обдувки	1,8
Трубчатые воздухоподогреватели:	
газовая сторона	1,1
воздушная сторона:	
при числе ходов по воздуху $n \leq 2$	1,05
$n \geq 3$	1,15
Вращающиеся регенеративные воздухоподогреватели:	
а) для всех топлив, кроме мазута	1,0
б) при работе на мазуте	1,1
Пластинчатые воздухоподогреватели:	
газовая сторона	1,5
воздушная сторона	1,2
Воздухоподогреватели с промежуточным теплоносителем:	
а) при $t_{ст} > t_p$	1,0
б) при $t_{ст} \leq t_p$	2,0
Дробепоточные регенеративные воздухоподогреватели	1,2

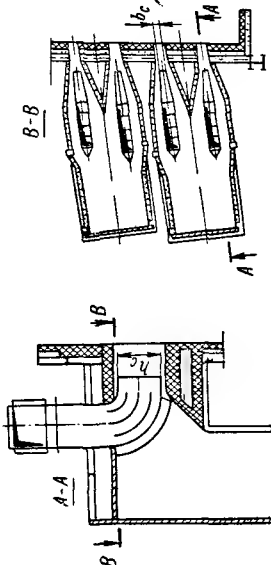
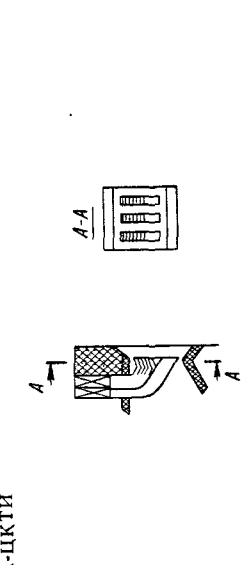
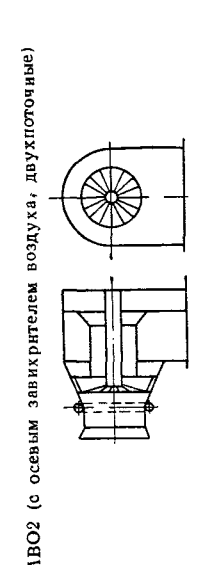
¹ Для расчета сопротивления при чередовании работы котла на различных топливах поправочный коэффициент следует брать по большему его значению независимо от того, на какое топливо выполняется расчет газового тракта.

Коэффициенты сопротивления горелок по вторичному воздуху¹

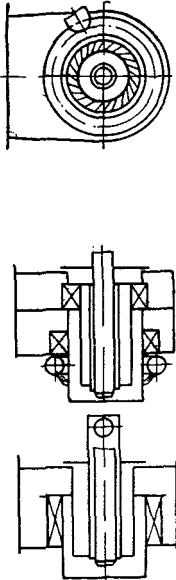
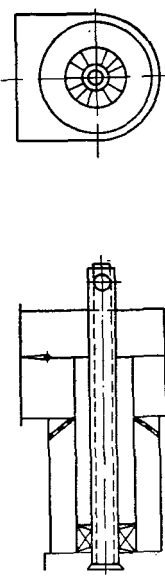
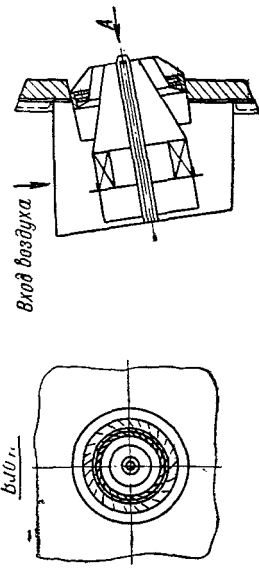
Тип горелок	Название и схема горелок	Коэффициент сопротивления ζ	Примечания
Пылеугольные и пылегазовые горелки			
Выхревые по ОСТ 24.836.05—73 и ОСТ 24.030.26—72	 Двуулиточные А2У, А2УС, К2У, К2УС, АГ2У, АГ2УС, КГ2У, КГ2УС	Определяется по рис. VII-29 и формулам (3-12)	Значение ζ отнесено к динамическому давлению в цилиндрическом кольцевом канале вторичного воздуха (при двухулиточных горелках скорость воздуха определяется по сечению обоих каналов вторичного воздуха). Штриховой линией показаны отличия пылегазовых горелок (в обозначении буква Г) от пылеугольных
	 Улиточно-лопаточные АУЛ, АУЛС, КУЛ, КУЛС, ВУЛ, АГУЛ, АГУЛС, КГУЛ, КГУЛС, БГУЛ		
	 Прямоточно-улиточные КПУ, КПУС, БПУС, КГПУ, КГПУС, БГПУС		

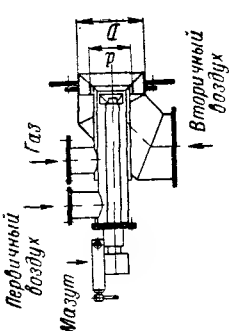
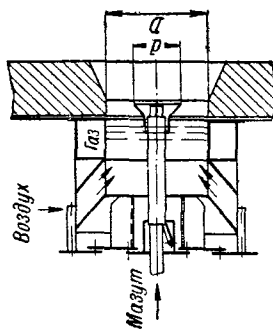
В значение ζ включена потеря с выходной скоростью.

Тип горелок	Название и схема горелок	Коэффициент сопротивления ζ	Примечания
Выхревая	Горелка для экибастузского угла 	При $\alpha = 45^\circ$ $\zeta = 3,3$; при $\alpha = 60^\circ$ $\zeta = 8,5$ (по данным ЗНО)	Значение ζ отнесено к динамическому давлению в цилиндрическом канале на выходе
Щелевые	Поворотная угловая 	1,5	Значение ζ отнесено к динамическому давлению в устье. Для расчета скорости принимается, что вторичный воздух проходит снаружи трубы аэрозоль по сечению площадью $(a + b) \cdot c$
Щелевые	УЩ-3 	2,2	Отношение расчетных сечений выходов для вторичного воздуха и для первичного воздуха равно 4,3

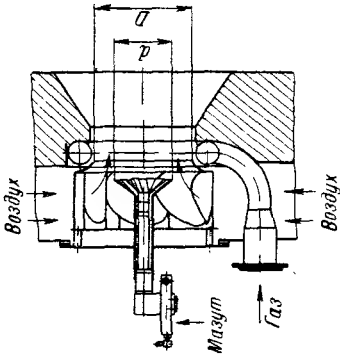
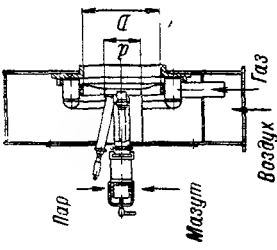
Тип горелок	Название и схема горелок	Коэффициент сопротивления ξ	Примечания
Устройство для сжигания топлива в тонких струях		$1,3$ (по данным МЭИ)	$\frac{h_0}{h_0} \approx 10$
Эжекционные амбразуры	ЭА-ЦКТИ 	$2,0$	Значение ξ отнесено к динамическому давлению в выходном сечении сопла. Принимается полное сечение, без учета загромождения турбулизующей решеткой или лопатками
Вихревые по ГОСТ 24-836-06-74	Газомазутные горелки ГМВО2 (с осевым завихрителем воздуха, двухпоточные) 	$3,0$	Значение ξ отнесено к динамическому давлению в узком сечении (в пережиме) амбразуры

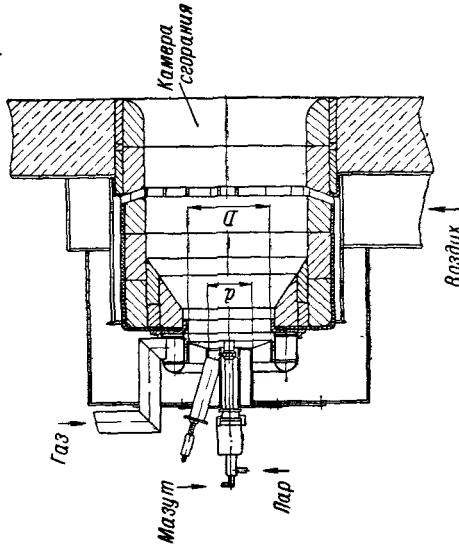
Продолжение табл. VII-6

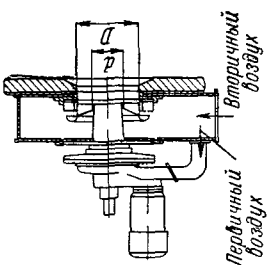
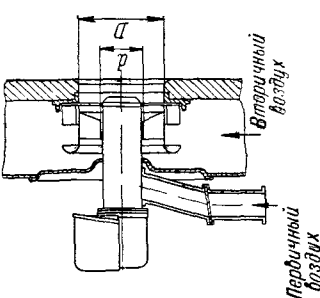
Тип горелок	Название и схема горелок	Коэффициент сопротивления ζ	Примечания
	ГМВТ2 — двухпоточные, ГМВТ1 — однопоточные (с гангленциальным завихрителем воздуха) 	3,0	Значение ζ отнесено к динамическому давлению в узком сечении (в пережиге) амбразуры
Прямотно-вихревые по ОСТ 24-836-06-74	ГМПВ02 (с осевым завихрителем воздуха, двухпоточные) 	2,5	То же
Вихревая	Горелка Липинского  Вход воздуха	6,3	Значение ζ отнесено к динамическому давлению в устье (по полному сечению)

Тип горелок	Название и схема горелок	Коэффициент сопротивления ζ	Примечания
ГМГМ		3,2	Значение ζ отнесено к динамическому давлению в живом сечении запырителя, площадь сечения $f \approx 0,785 (D^2 - d^2)$
Вихревые		2,5	То же

Продолжение табл. VII-6

Тип горелок	Название и схема горелок	Коэффициент сопротивления ζ	Примечания
Вихревые	ГМГВ 	3,0	То же
	ГМ 	3,0	То же

Тип горелок	Название и схема горелок	Коэффициент сопротивления ζ	Примечания
Горелка двухступенчатого сжигания	ГМП 	3,5	Значение ζ отнесено к динамическому давлению в живом сечении завихрителя, площадь сечения $f = 0,785 (D^2 - d^2)$. Значение ζ дано с учетом сопротивления камеры сгорания

Тип горелок	Название и схема горелок	Коэффициент сопротивления ζ	Примечания
Ротационные	РГМГ со встроенным вентилятором первичного воздуха 	3,0	Значение ζ отнесено к динамическому давлению в живом сечении завихрителя, площадь сечения $f = 0,785 (D^2 - d^2)$
	РГМГ с автономным вентилятором первичного воздуха 	3,0	То же

Ротационные

Таблица VII-7

Необходимое давление воздуха под решеткой в слоевых топках

Тип топки и сорт топлива, приведенные зольность $A^П$ и влажность $W^П$, проц. кг/(10 ³ ккал)	Видимое тепловыделение зеркала горения Q/R , 10 ³ ккал/(м ² ·ч)	Коэффициент избытка воздуха в топке α_T	Необходимое давление воздуха под решеткой Δh , мм вод. ст.
---	---	--	--

Механические и полумеханические топки

Топки с цепной решеткой; антрациты АМ и АС, $A^П = 2$	800—1000	1,5—1,6	100
Шахтно-цепные топки; торф кусковой, $W^П = 45 \div 50\%$, $A^П = 3$	1500—1900	1,3	100
Топки с пневматическими забрасывателями и цепной решеткой прямого хода			
а) каменные угли Г и Д, $A^П = 1,4 \div 3,2$	1000	1,3—1,4	80
б) бурые угли, $W^П = 7,4—8,4$; $A^П = 4,2 \div 6,5$	1400	1,3—1,4	80
Топки с пневмомеханическими забрасывателями и цепной решеткой обратного хода			
а) каменные угли Г и Д, $A^П = 1,4 \div 5,7$	1200—1500	1,3—1,4	50
б) бурые угли, $W^П = 7,4 \div 13,6$; $A^П = 2,9 \div 6,5$	1200—1500	1,3—1,4	50
в) подмосковный уголь, $W^П = 12,8$; $A^П = 8,9$	1000—1200	1,3—1,4	50
г) эстонские сланцы, $W^П = 5$; $A^П = 21$	1000—1200	1,4	60
Топки с пневмомеханическими забрасывателями и решеткой с поворотными колосниками			
а) антрациты АМ и АС, $A^П = 2$	800—1000	1,6—1,7	100
б) каменные угли, $A^П = 1,4 \div 3,2$	800—1000	1,4—1,5	80
в) бурые угли, $W^П = 7,4 \div 13,6$; $A^П = 1,6 \div 6,5$	800—1000	1,4—1,5	80
г) подмосковный уголь, $W^П = 12,8$; $A^П = 8,9$	700—900	1,4—1,5	80
Шахтные топки с наклонной решеткой			
а) торф кусковой, $W^П = 40\%$, $A^П = 2,6$	1100	1,4	60
б) древесные отходы, $W^П = 50\%$	500	1,4	80
Топки скоростного горения			
а) рубленая щепа, $W^П = 50\%$	5000—6000	1,2	70
б) дробленые отходы и опилки, $W^П = 50\%$	2000—4000	1,3	100

Топки с неподвижной решеткой и ручным забросом топлива

Бурые угли рядовые с умеренной зольностью и влажностью, $A^П = 6,5$	800	1,4	100
То же влажные многозольные, $A^П = 10$	700	1,4	100
То же сортированные, $A^П = 8$	900	1,35	100
Рядовые каменные угли	700—800	1,4	80
Антрациты сортированные АС и АМ, $A^П = 2$	900	1,3	100

Таблица VII-8

Значения показателя степени n в формулах для пересчета сопротивления

Характеристика элемента	n
Бесь котельный агрегат	1,8
Поперечно оmyаемые пучки, в том числе воздушная сторона трубчатых воздухоподогревателей	1,8
Газовая сторона трубчатых (с движением газов внутри труб) воздухоподогревателей, пластинчатые воздухоподогреватели	1,9
Регенеративные воздухоподогреватели	1,75
Продольно оmyаемые пучки, чугунные ребристые экономайзеры, газовая сторона чугунных воздухоподогревателей, воздушная сторона ребристых воздухоподогревателей, газозухопроводы и все местные сопротивления, в том числе горелочные устройства и золоуловители	2,0
Воздушная сторона ребристо-зубчатых воздухоподогревателей:	
при $Re_{исх} < 10^4$	1,9
» $Re_{исх} \geq 10^4$	2,0

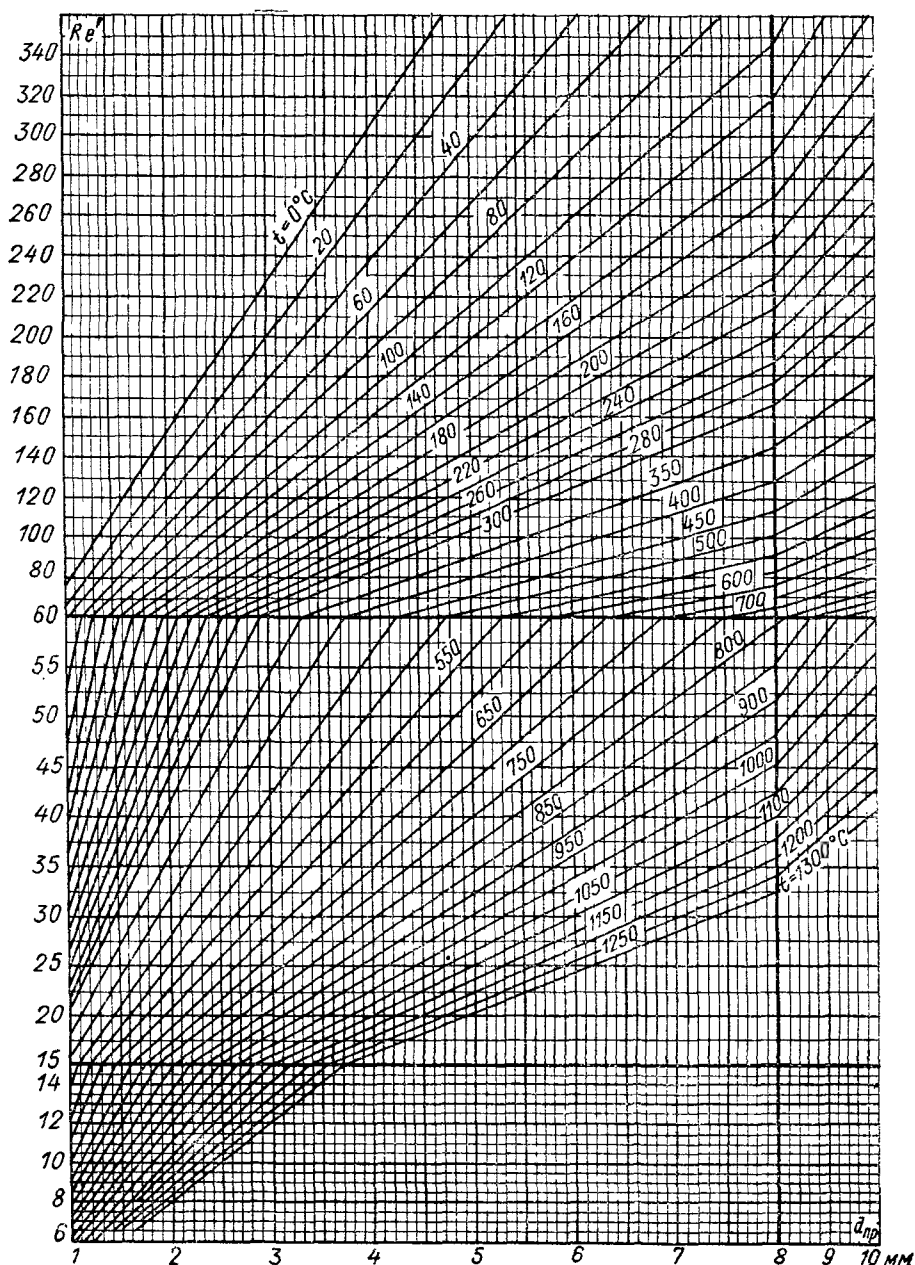


Рис. VII-1. Определение числа Re

$Re = w Re' \cdot 10^2$; $d_{пр} = \frac{d}{10^2}$; $d_{пр}$ — приведенный диаметр, мм; t — температура потока, °C.

Пр и м е р. Определяем Re при $w = 18$ м/сек, $d = 120$ мм, $t = 600^\circ \text{C}$; $d_{пр} = \frac{120}{10^2} = 1,2$ мм;
 $Re' = 12,2$; $Re = 18 \cdot 12,2 \cdot 10^2 = 22,0 \cdot 10^3$

мм вод. ст.

Участок А

мм вод. ст.

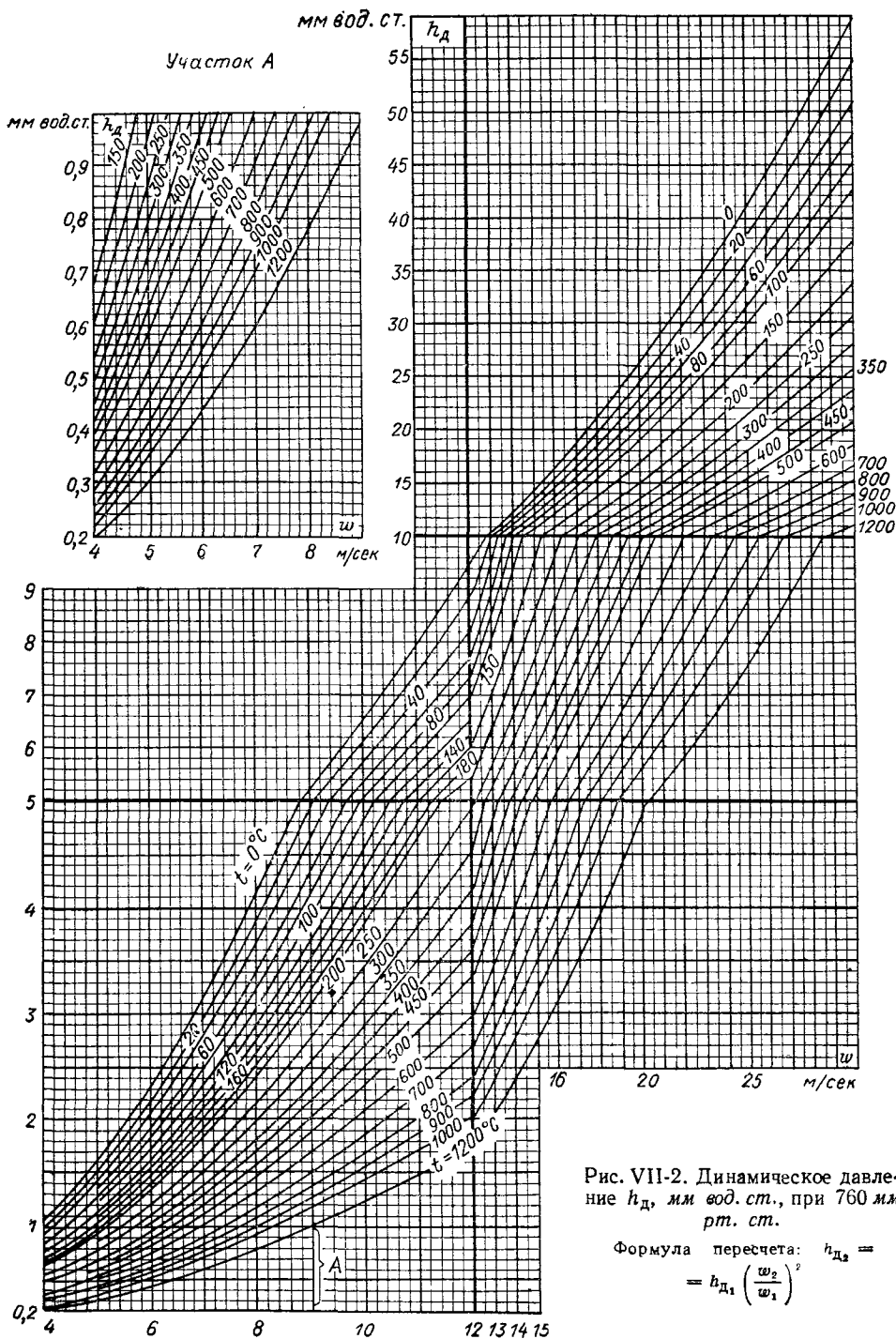


Рис. VII-2. Динамическое давление h_d , мм вод. ст., при 760 мм рт. ст.

Формула пересчета: $h_{d2} =$
 $= h_{d1} \left(\frac{w_2}{w_1} \right)^2$

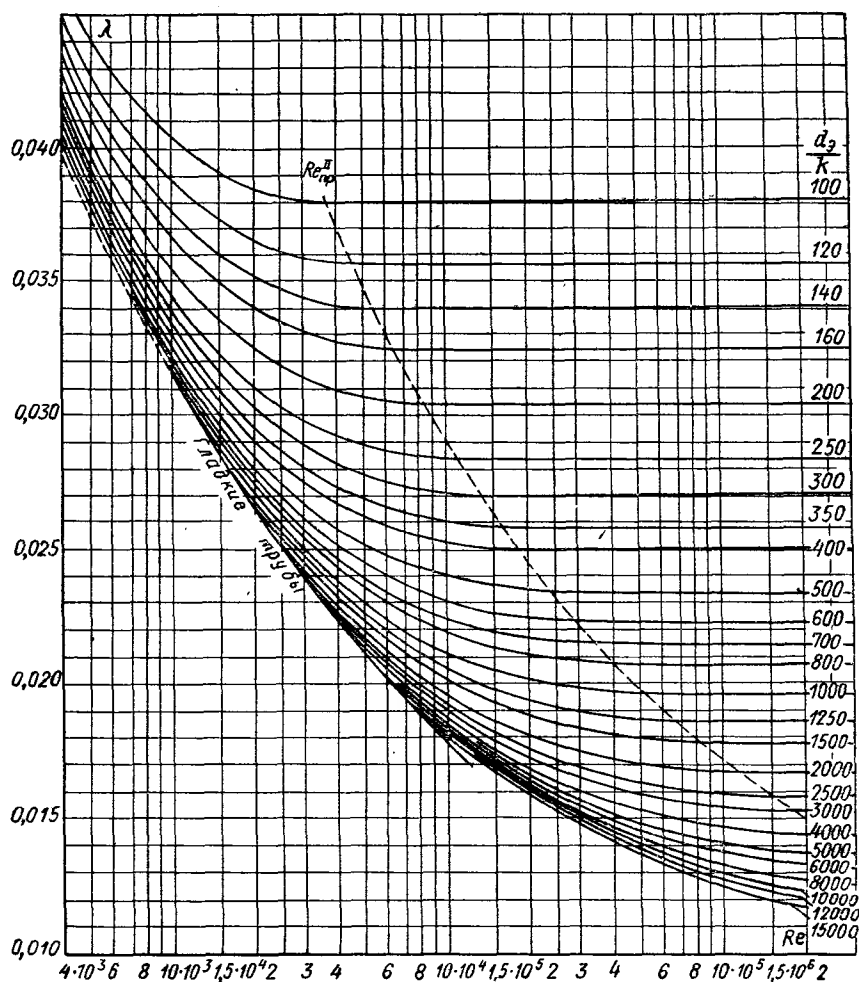


Рис. VII-3. Зависимость коэффициента сопротивления λ от числа Re и относительной шероховатости

$Re_{кр}^{II}$ — предельные значения чисел Re , характеризующие начало области квадратичного закона сопротивления

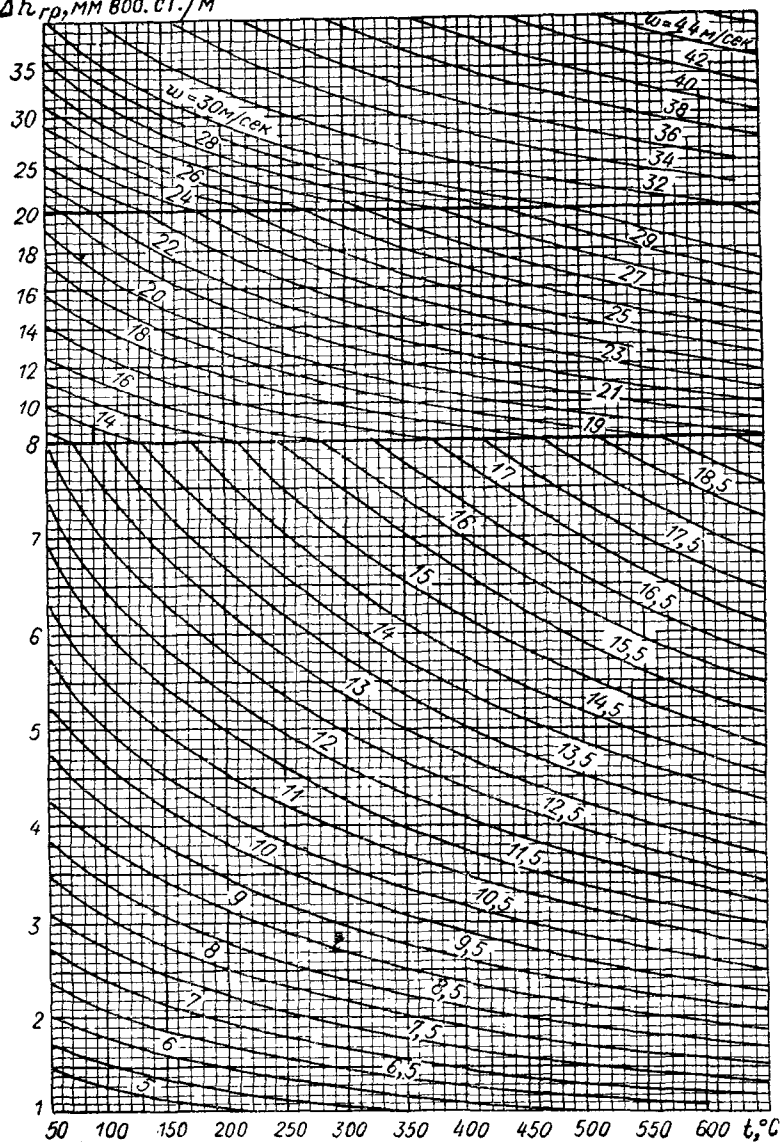
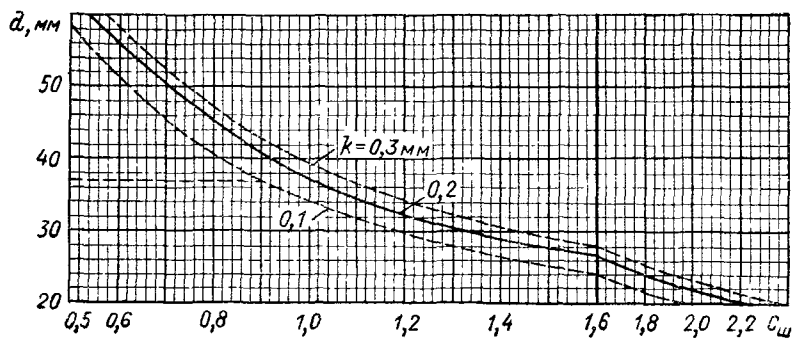
$\Delta h'_{гр}, \text{мм вод. ст./м}$


Рис. VII-4. Потеря давления в трубах (щелях) трубчатых и пластинчатых воздухоподогревателей

d — диаметр труб или эквивалентный диаметр щелей, мм, $\Delta h = C_{ш} \Delta h'_{гр} l$, формула пересчета:
 $\Delta h_2 = \Delta h_1 \times \left(\frac{w_2}{w_1} \right)^{1,86}$



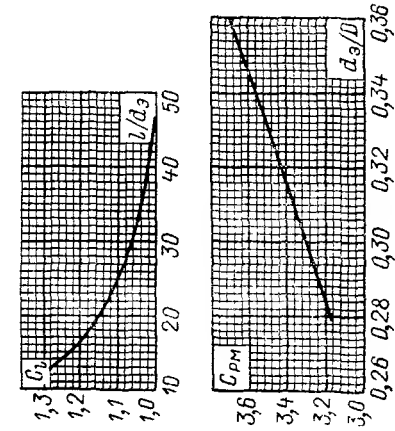
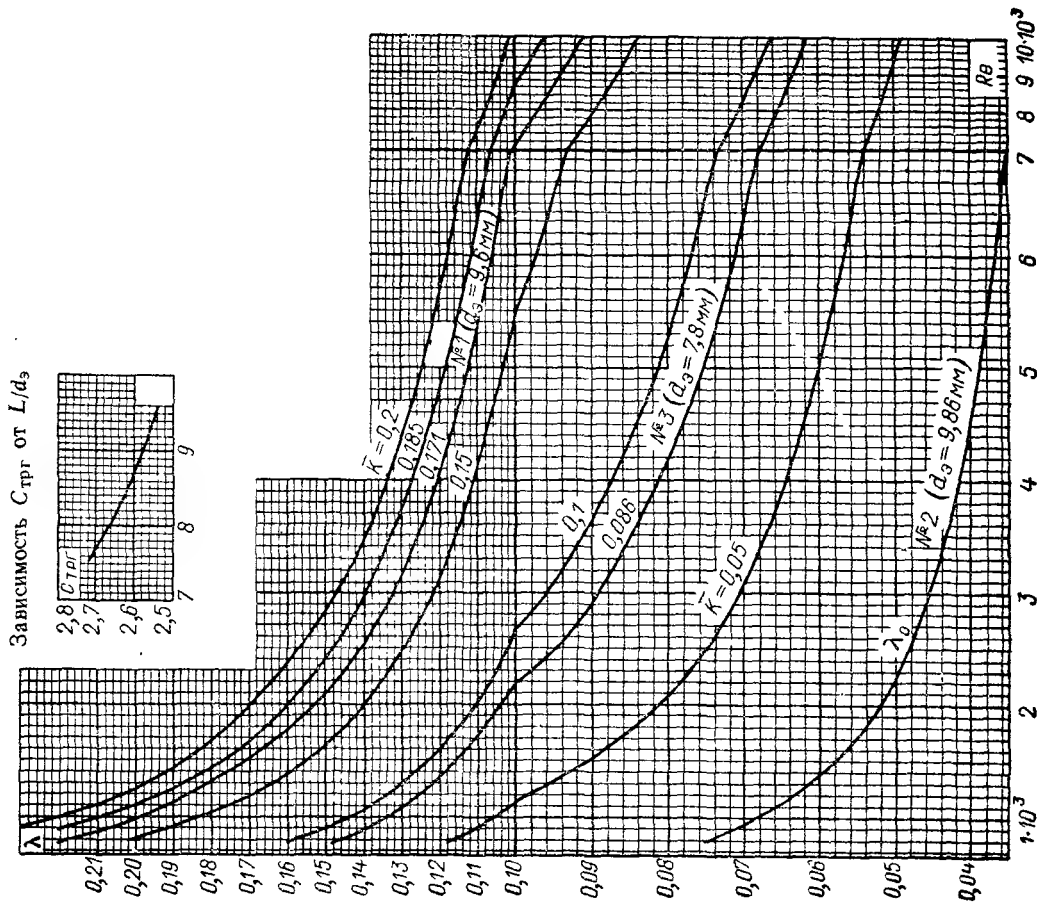


Рис. VII-5. Коэффициент сопротивления трения в каналах регенеративных воздухоподогревателей

Для каналов, образованных волнистыми листами или гладким и волнистым, λ принимается по основному графику без поправки; для каналов из гладких листов $\lambda = C_{тр} \lambda_0$; для каналов треугольного сечения $\lambda = C_{тр} \lambda_0$; для каналов, образованных набивкой из ромбических элементов, $\lambda = C_{тр} \lambda_0$.

Конструктивные характеристики набивки № 1—3 см. на рис. 1-1. k — условная шероховатость



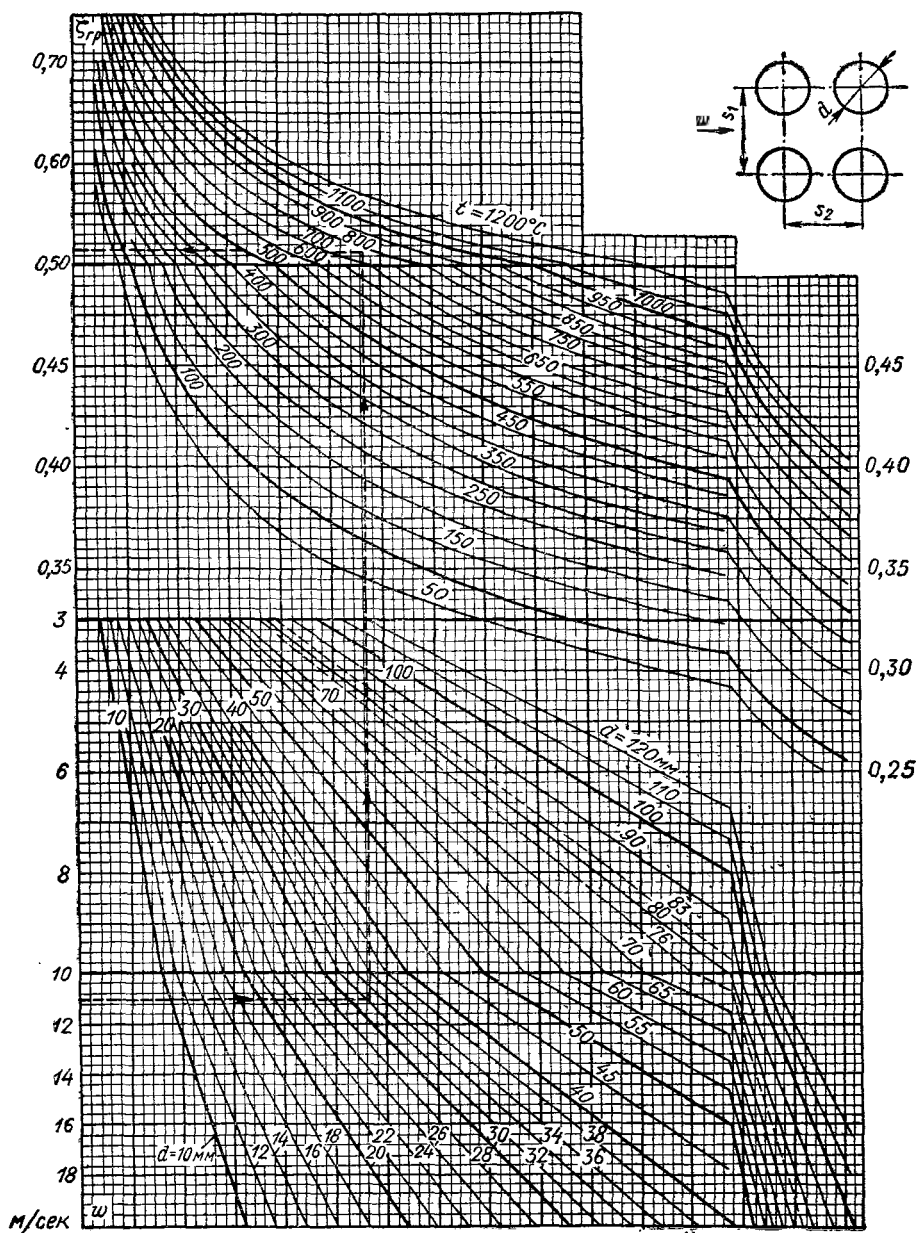
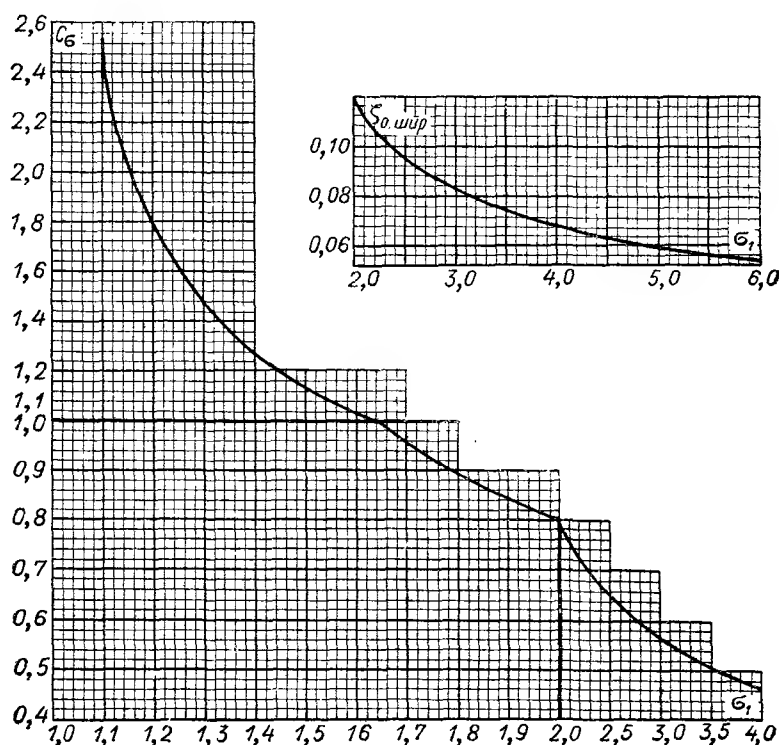
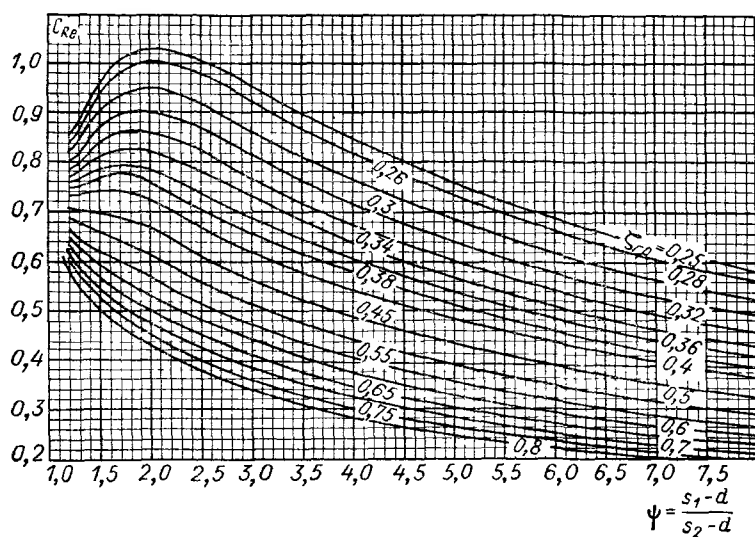


Рис. VII-6. Коэффициент сопротивления коридорных

При $\sigma_1 \leq \sigma_2$ $\zeta = \zeta_0 z_2 = C_\sigma \zeta_{\text{гр}} z_2$; формула пересчета; $\zeta_2 = \zeta_1 \left(\frac{w_2}{w_1} \right)^{-0.2}$; при $\sigma_1 > \sigma_2$ и $1 < \psi \leq$



гладкотрубных пучков при поперечном омывании

$8 \zeta = \zeta_0 z_2 = C_G C_{Re} \zeta_{гр} z_2$; формула пересчета: $\zeta_2 = \zeta_1 \left(\frac{w_2}{w_1} \right)^{-\frac{0.2}{\psi^2}}$; при $\sigma_1 > \sigma_2$ и $8 < \psi < 15$;
 $\zeta = \zeta_{0 \text{ шир}} z_2$

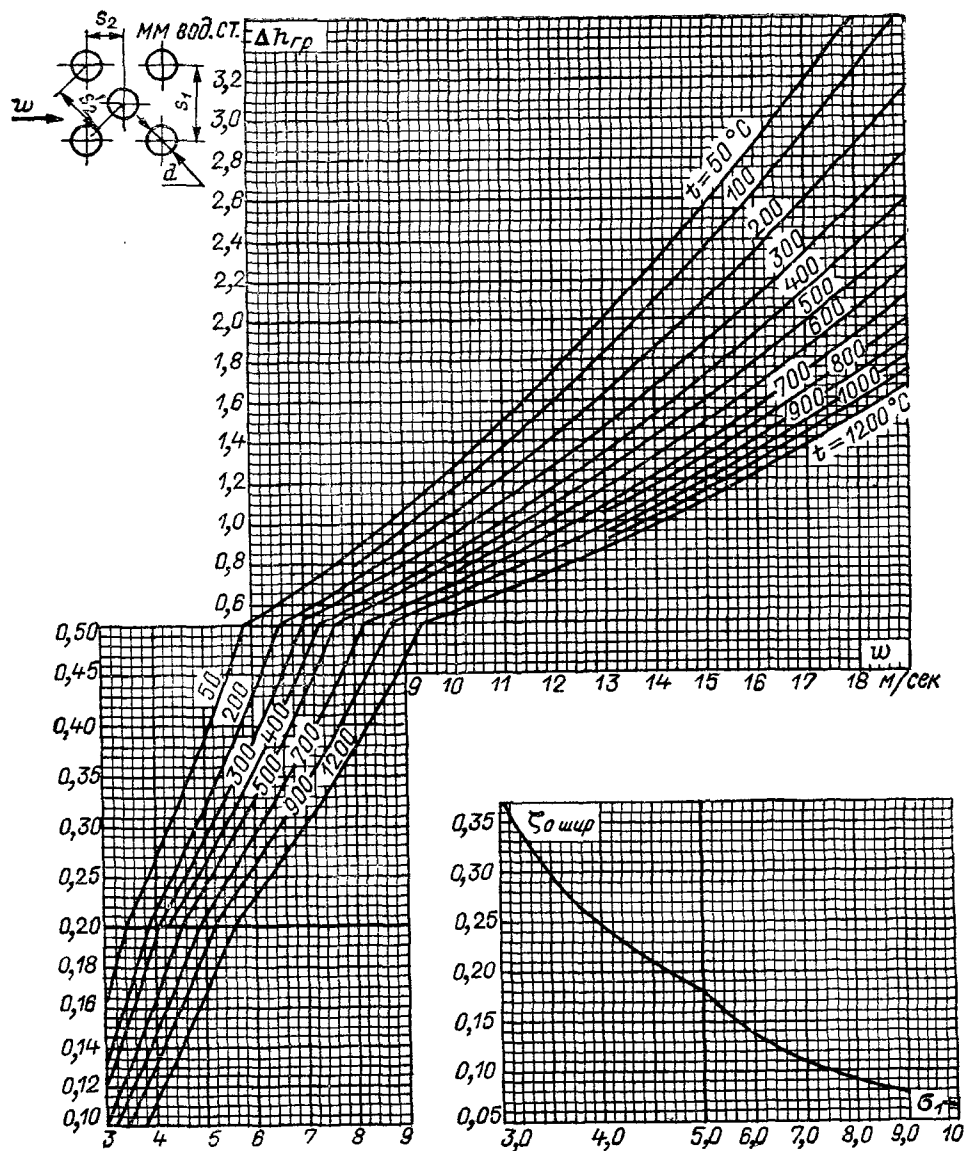
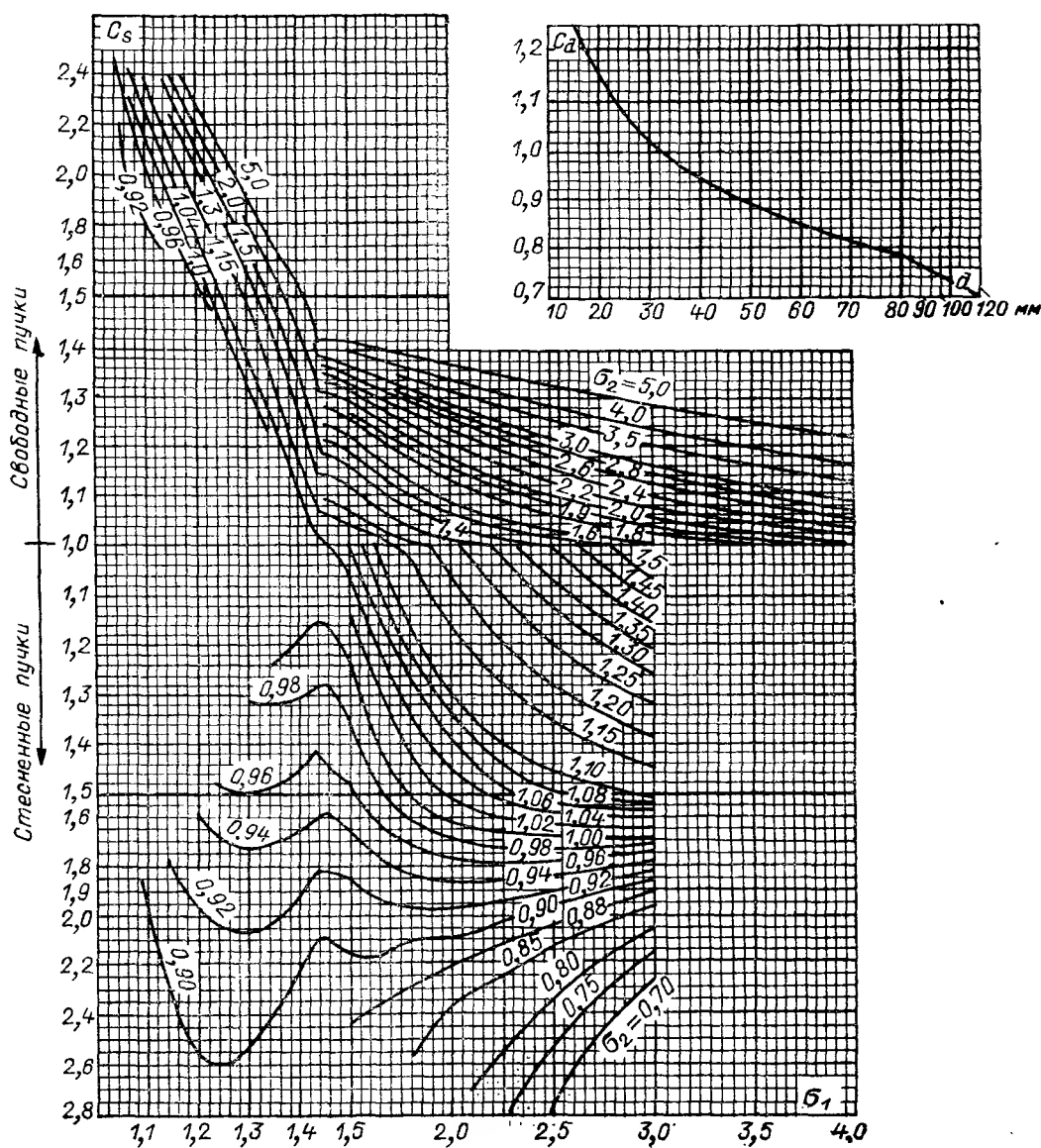


Рис. VII-7. Сопротивление шахматных глаз

При $0,1 < \varphi < 1,7$, а также при $\sigma_1 \leq 3,0$ и $1,7 \leq \varphi \leq 6,5$ $\Delta h = \Delta h_0 (z_2 + 1) = C_s C_d \Delta h_{гр} (z_2 + 1)$;



котрубных пучков при поперечном омывании

формула пересчета: $\Delta h_2 = \Delta h_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^{1.73}$, при $\varphi > 1.7$ и $3.0 < \sigma_1 \leq 10$ $\Delta h = \zeta_0 \text{ шир} \frac{\omega^3}{2} \rho (z_2 + 1)$

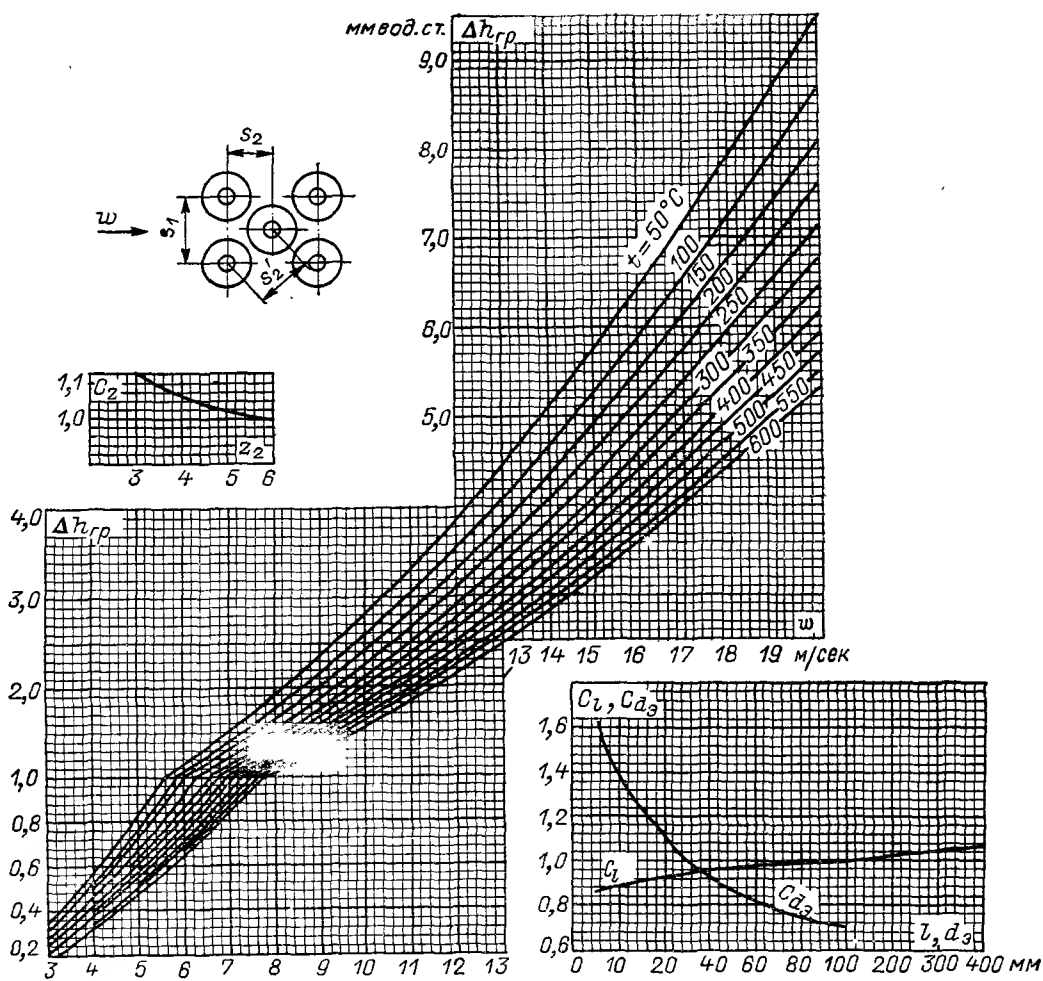


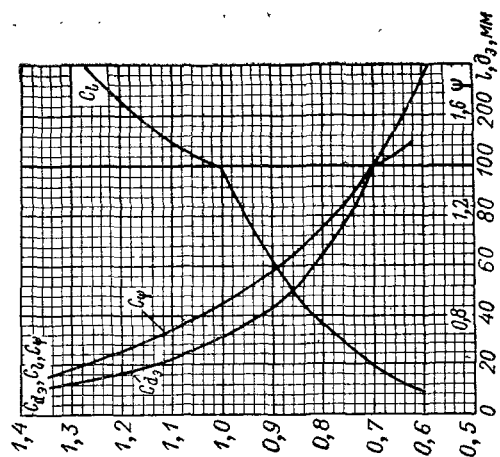
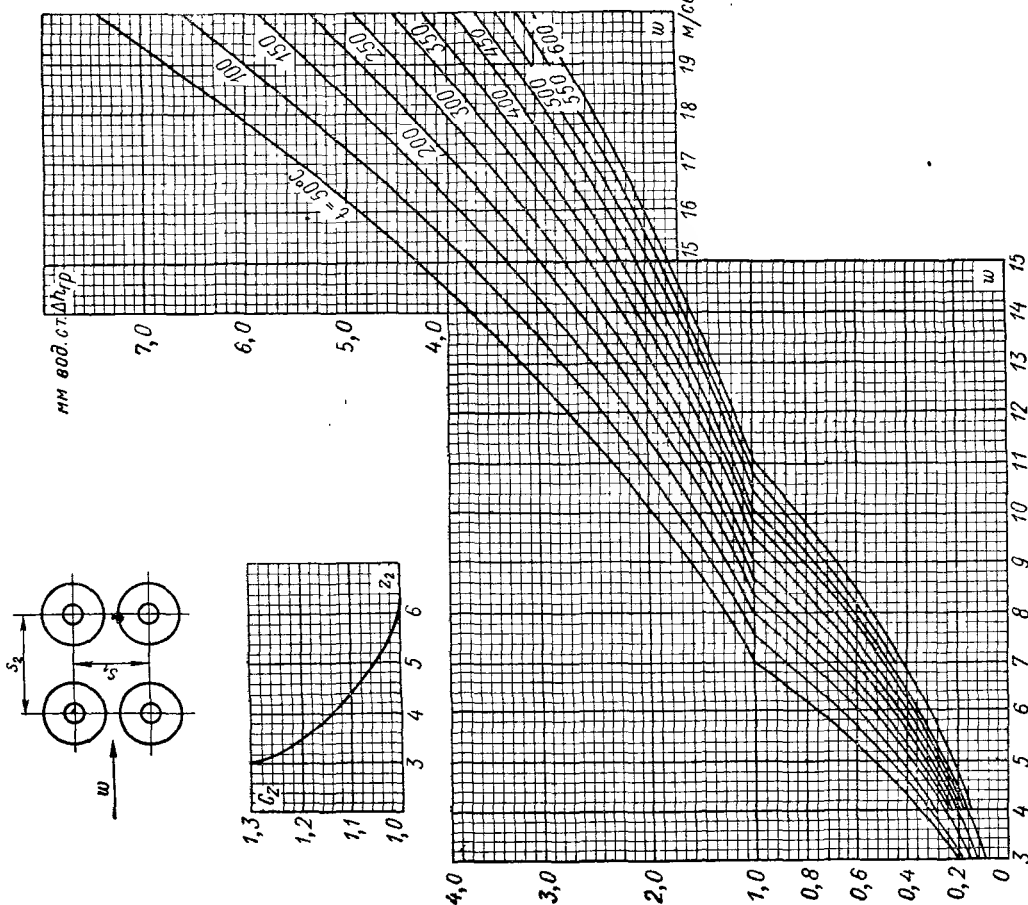
Рис. VII-8. Сопротивление шахматных пучков труб с поперечными ребрами при поперечном омывании

$$\Delta h = \Delta h_0 z_2 = C_{d_3} C_l C_2 \Delta h_{rp z_2}, \quad \text{формула пересчета: } \Delta h_2 = \Delta h_1 \left(\frac{w_2}{w_1} \right)^{1,75}$$

Рис. VII-9. Сопроотивление коридорных пучков труб с поперечными ребрами при поперечном омывании

$$\Delta h = \Delta h_0 z_3 = C_{d3} C_\psi C_\zeta C_\eta \Delta h_{\text{ср.}} \quad \text{формула}$$

$$\text{пересчета: } \Delta h_2 = \Delta h_1 \left(\frac{w_2}{w_1} \right)^{1,92}$$



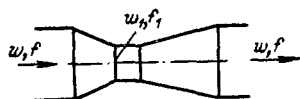
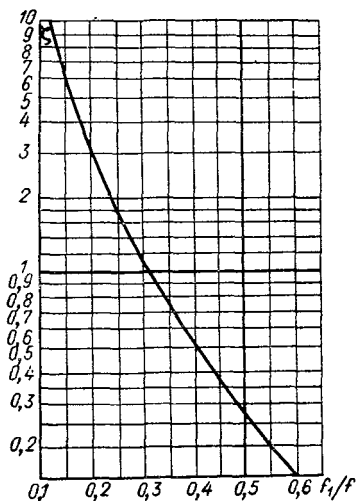


Рис. VII-10. Коэффициент сопротивления трубы Вентури

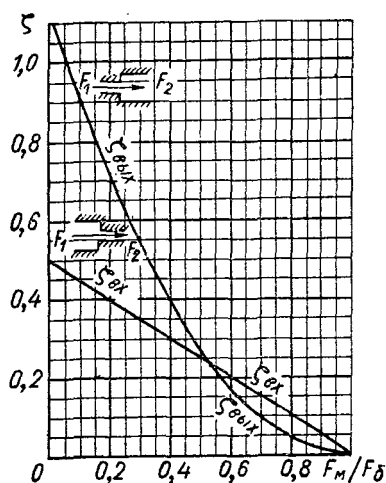


Рис. VII-11. Коэффициенты сопротивления при внезапном изменении сечения

F_m , F_δ — меньшее и большее сечения канала.

$$\Delta h_{\text{вых}} = \zeta_{\text{вых}} \frac{w_{10}^2}{2}; \quad \Delta h_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \frac{w_{20}^2}{2}$$

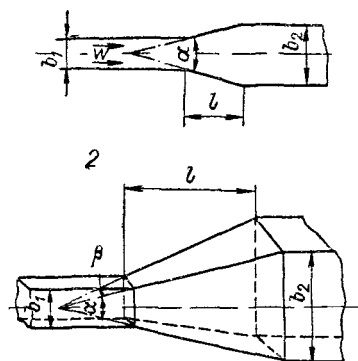
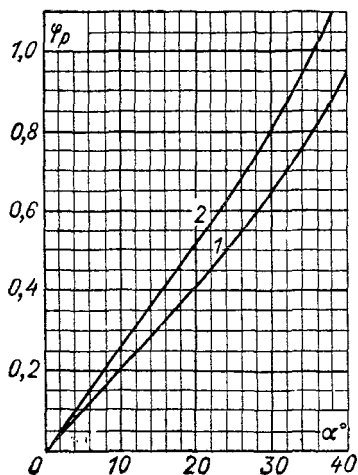


Рис. VII-12. Коэффициенты сопротивления диффузоров в прямом канале

$$\zeta_{\text{диф}} = \varphi_p \zeta_{\text{вых}},$$

где φ_p — коэффициент полноты удара; $\zeta_{\text{вых}}$ определяется по рис. VII-11 в зависимости от отношения начального сечения к конечному;

1 — конические и плоские диффузоры; 2 — пирамидальные диффузоры.

Угол раскрытия диффузора α определяется из равенства:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{b_2 - b_1}{2l}.$$

Для пирамидальных диффузоров угол раскрытия определяется в плоскости грани. При неравных углах раскрытия в обеих плоскостях φ_p определяется по большему углу. При выполнении диффузора с переходом с круга на прямоугольник (или квадрат) и наоборот в формулу для определения $\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$ вместо стороны прямоугольника подставляется значение $2\sqrt{\frac{F}{\pi}}$, где F — площадь его сечения. Значение φ_p определяется по кривой 2

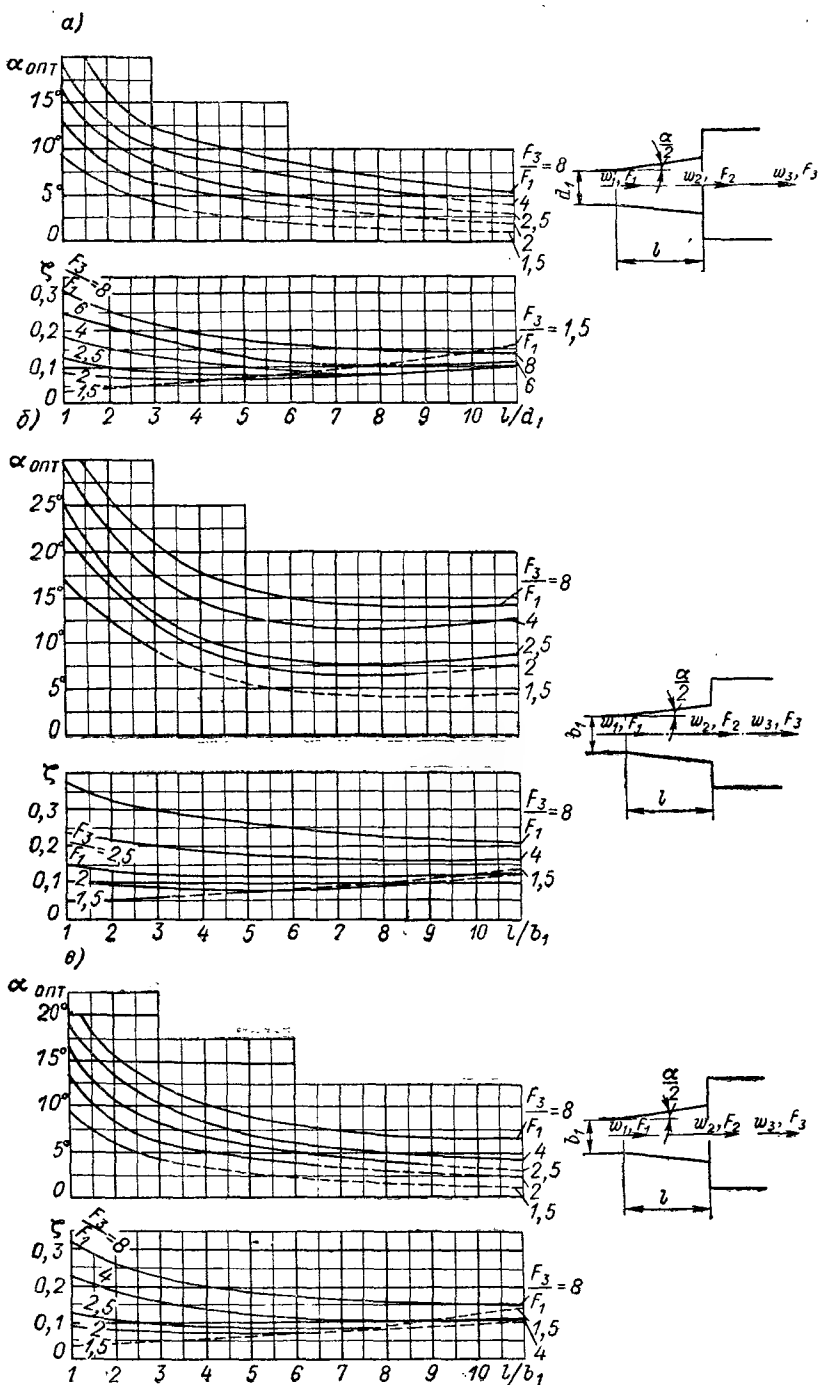


Рис. VII-13. Коэффициенты сопротивления и оптимальные углы раскрытия ступенчатых диффузоров в прямом канале: а — конических, б — плоских, в — пирамидальных

Штриховой линией показаны области, для которых оптимальным является прямолинейный (не ступенчатый) диффузор

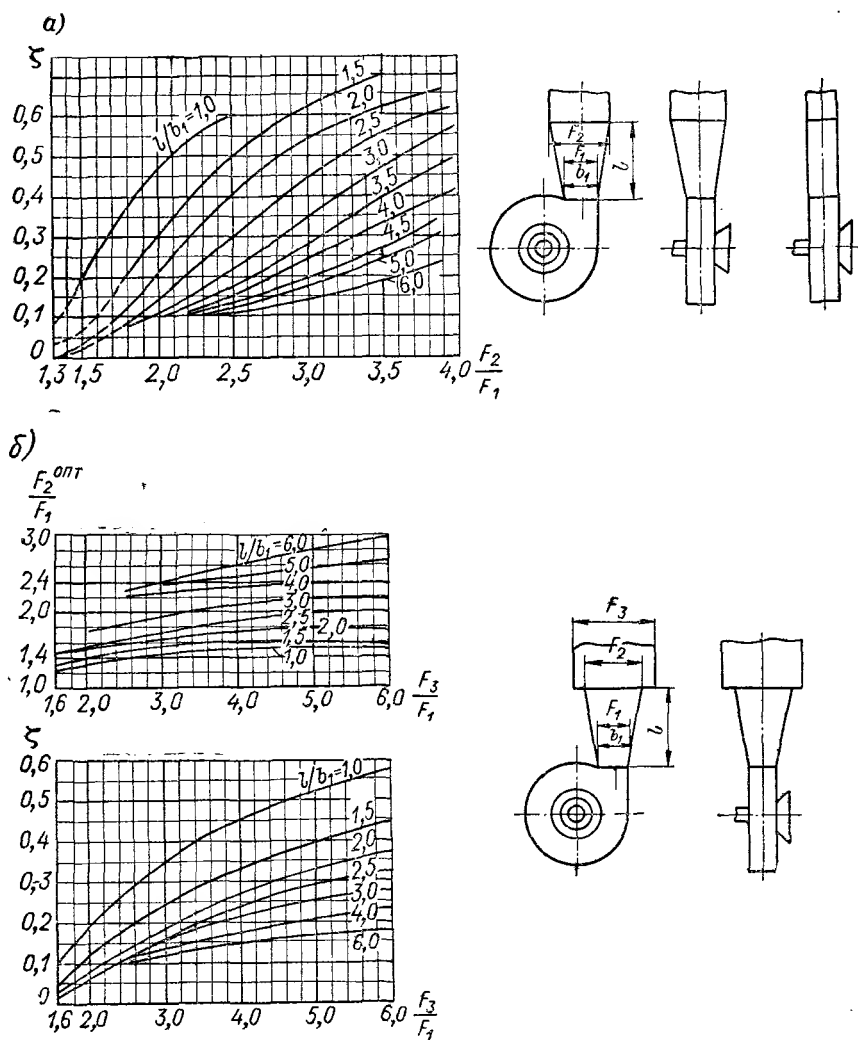


Рис. VII-14. Коэффициенты сопротивления диффузоров, установленных за вентилятором или дымососом: а — прямые, б — ступенчатые

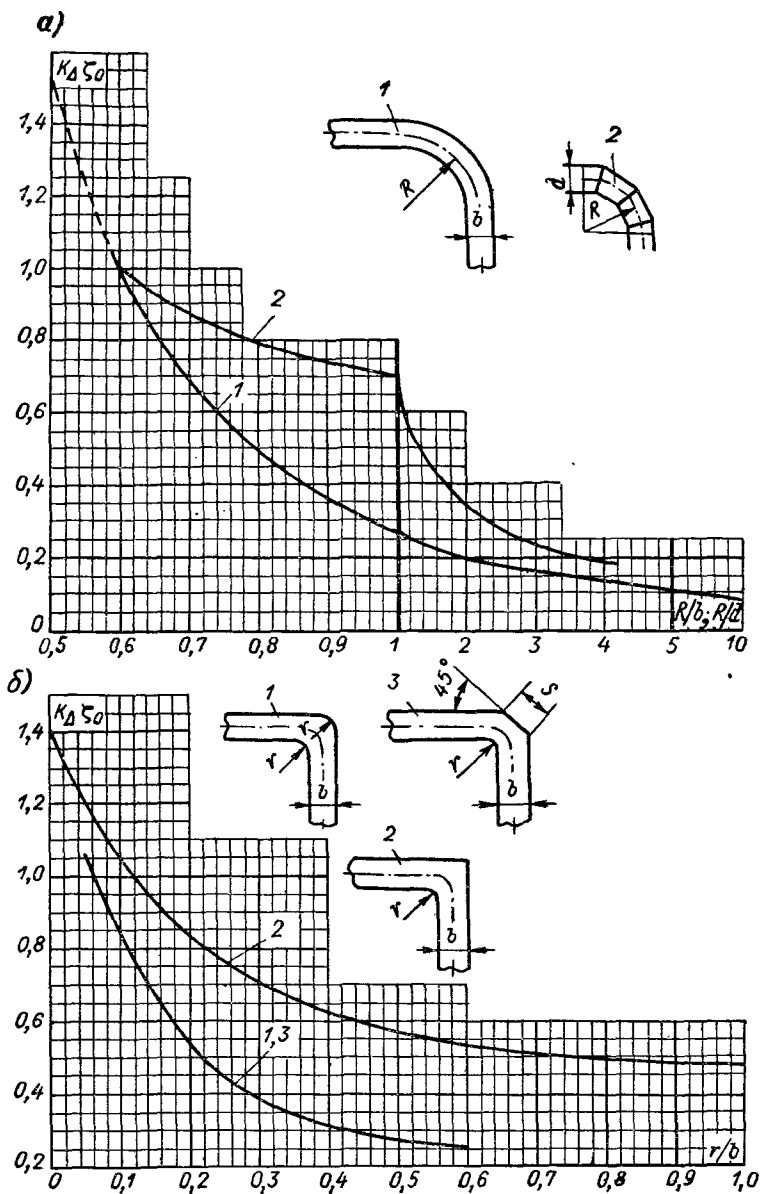


Рис. VII-15. Значения произведения $K_A \xi_0$ для поворотов газозадуховодов: а — для отводов (1) и сварных колен (составных поворотов) (2); б — для колен с закругленными кромками

1 — $r_{BH} = r_H = r$; 2 — $r_{BH} = r$, $r_H = 0$; 3 — $r_{BH} = r$, $s \approx 0,83 (r + 0,6)$

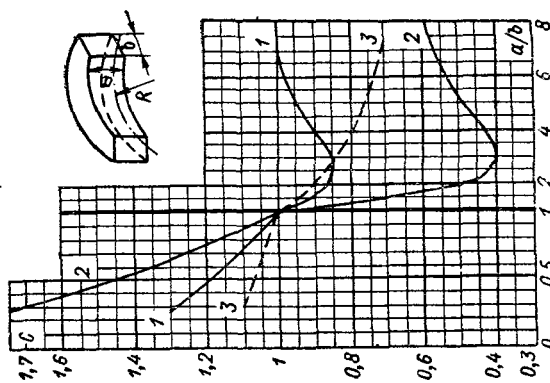
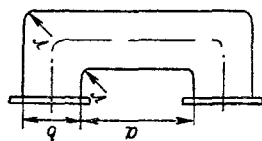
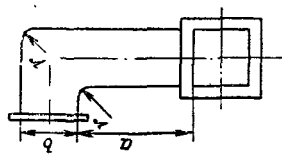
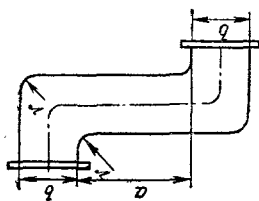
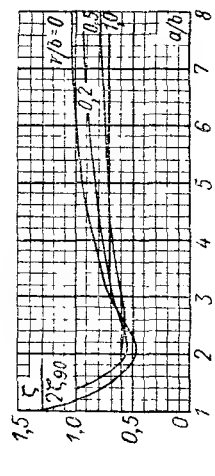
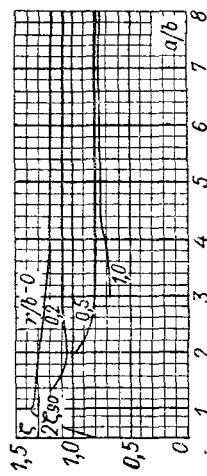
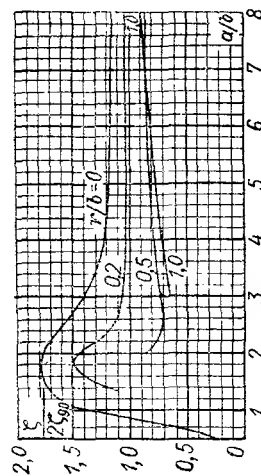


Рис. VII-17. Поправочный коэффициент к сопротивлению поворотов, зависящий от формы сечения

1 — для отводов с $R/b \leq 2.0$ и колен с закруглением кромок, 2 — для отводов с $R/b > 2.0$, 3 — для колен с острыми кромками

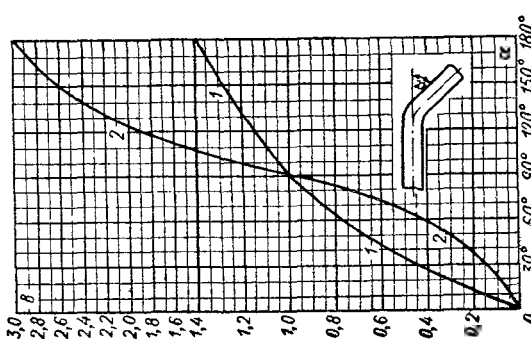


Рис. VII-16. Поправочный коэффициент к сопротивлению поворотов, зависящий от угла поворота

1 — для отводов и колен с закруглением кромок, 2 — для колен с острыми кромками

Рис. VII-18. Коэффициенты сопротивления последовательно расположенных колен

Значение ζ_{90} определяется по рис. VII-15, б и VII-17

Рис. VII-19. Значения произведения $K_{\Delta \zeta_0}$ для колен с изменением сечения: а — для колен с закруглением кромок, б — для колен с острыми кромками

F_1, F_2 — входное и выходное сечения

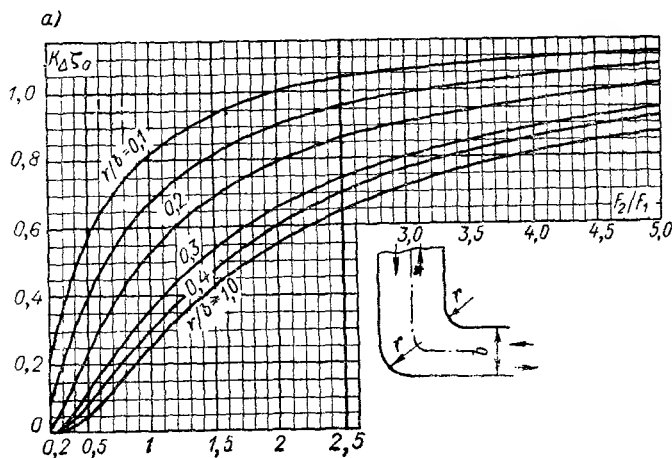
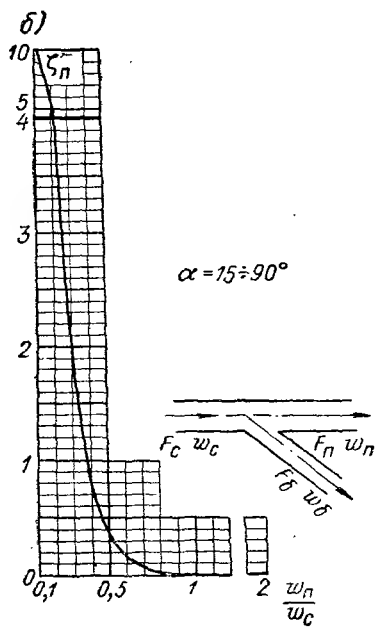
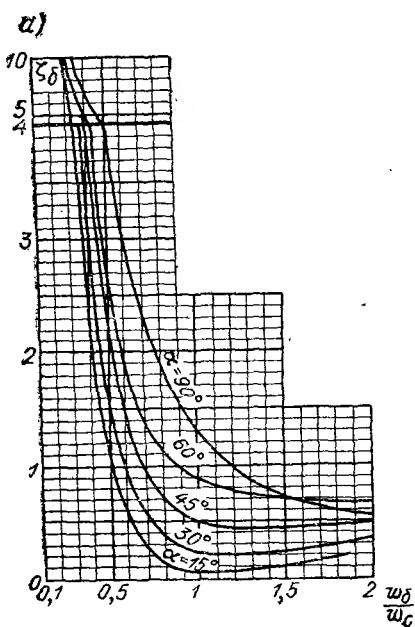
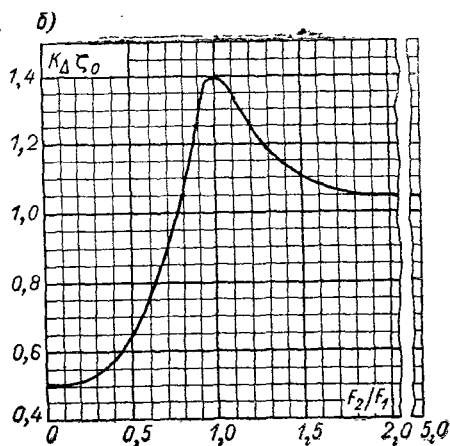


Рис. VII-20. Коэффициенты сопротивления несимметричных разводящих тройников типа $F_n = F_c$: а — для бокового ответвления; б — для прохода

При значении d_6/d_c или h_6/h_c , меньшем 0,7, значения ζ_6 для угла 90° увеличиваются на 0,5. Потери давления (в мм вод. ст.): $\Delta h_n =$

$$= \zeta_n \frac{w_n^2}{2} \rho; \Delta h_6 =$$

$$= \zeta_6 \frac{w_6^2}{2} \rho$$



$\alpha = 15^\circ \div 90^\circ$

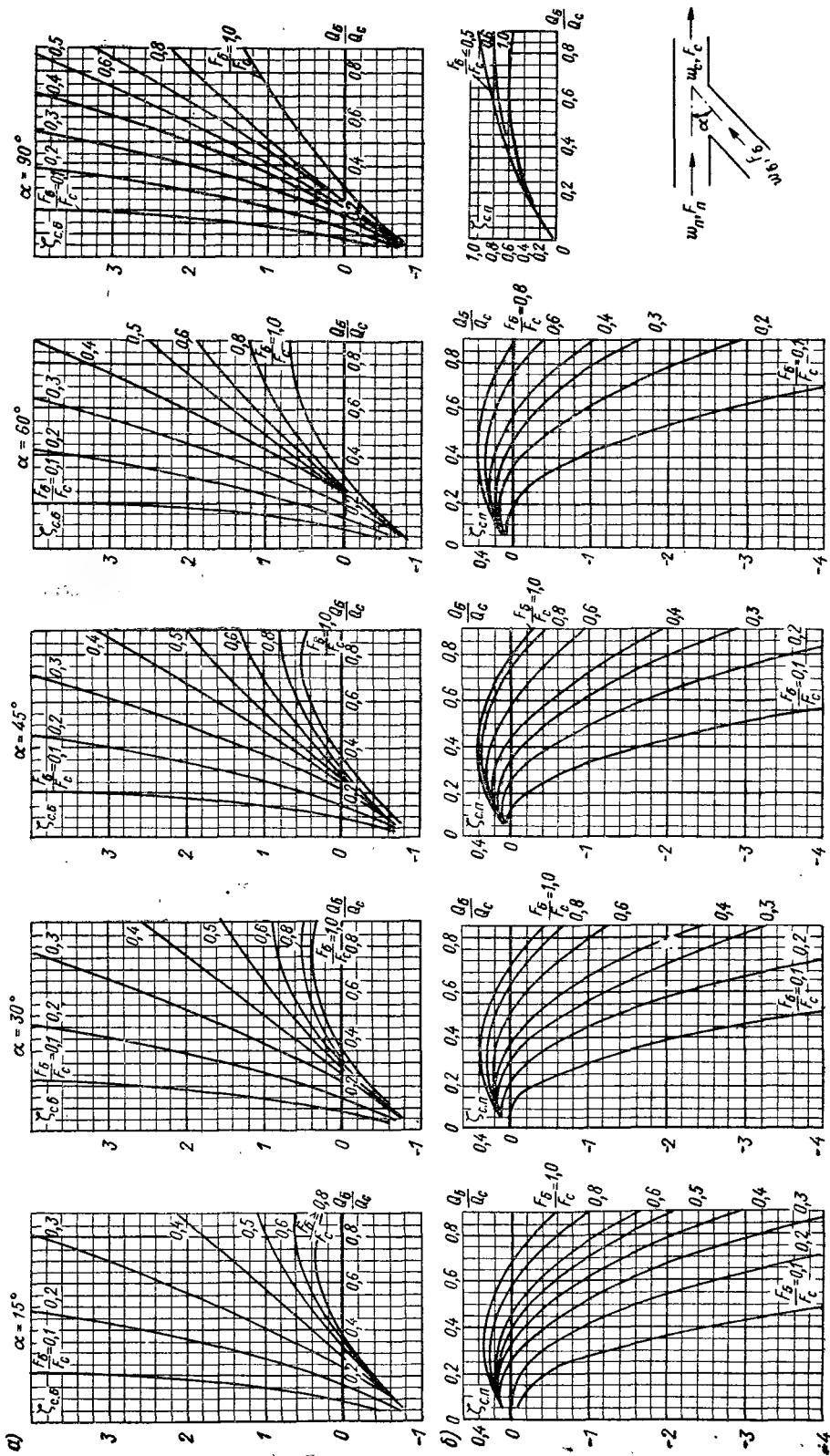


Рис. VII-21. Коэффициенты сопротивления несимметричных собирающих тройников типа $F_{\Pi} = F_c$; а — для бокового отклонения, б — для прохода

$$\text{Потери давления (в мм вод. ст.): } \Delta h_0 = \zeta_{c, \text{б.}} \frac{\omega^2}{2} \rho, \Delta h_{\Pi} = \zeta_{c, \text{п.}} \frac{\omega^2}{2} \rho$$

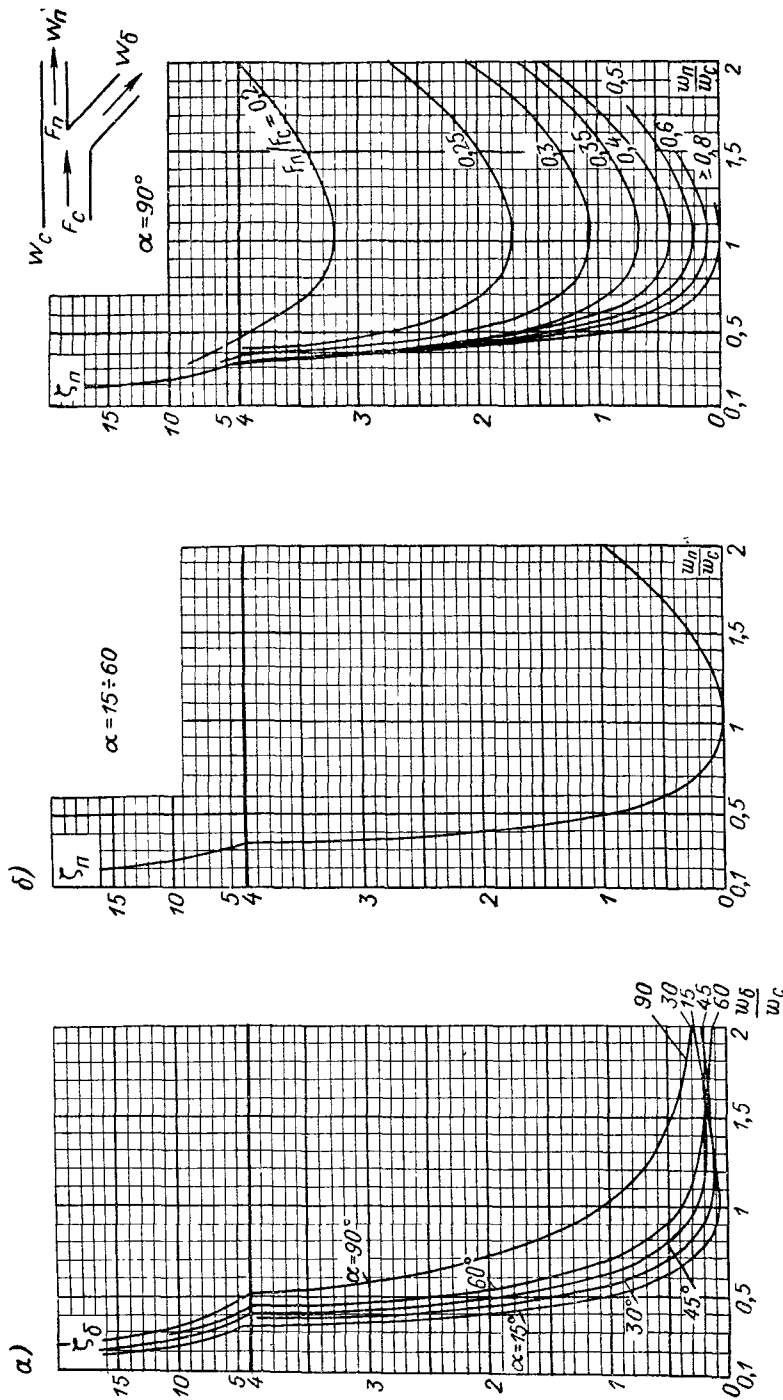


Рис. VII-22. Коэффициенты сопротивления несимметричных разделяющих тройников типа $F_{\pi} + F_{\delta} = F_{\delta}$; а — для бокового от-
ветвления, б — для прохода

$$\text{Потери давления (в мм вод. ст.): } \Delta h_{\delta} = \zeta_{\delta} \frac{\omega_{\delta}^2}{2} \rho, \quad \Delta h_{\pi} = \zeta_{\pi} \frac{\omega_{\pi}^2}{2} \rho$$

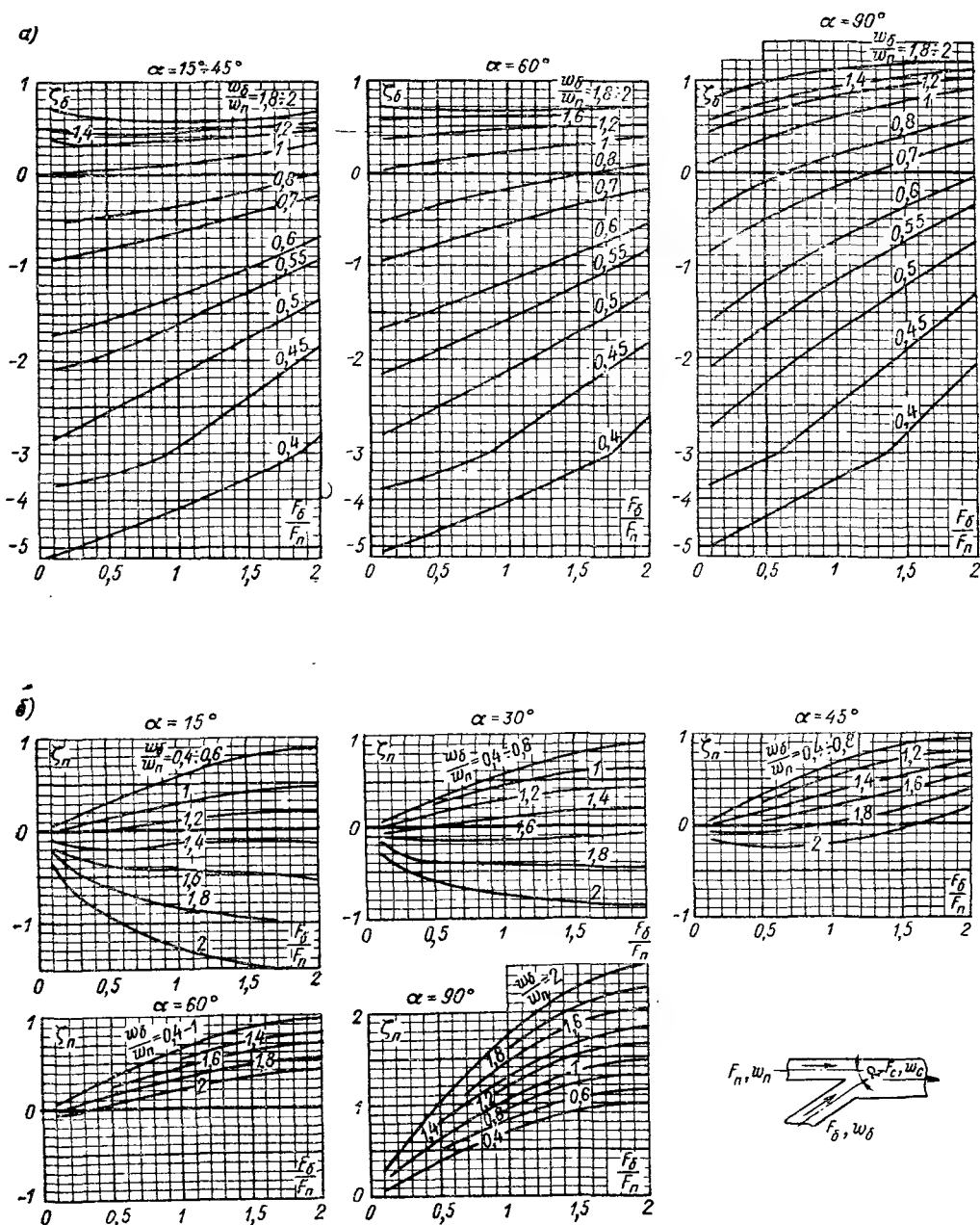


Рис. VII-23. Коэффициенты сопротивления несимметричных собирающих тройников типа $F_n + F_\delta = F_c$: а — для бокового ответвления, б — для прохода

$$\text{Потери давления (в мм вод. ст.): } \Delta h_\delta = \zeta_\delta \frac{w_\delta^2}{2} \rho, \quad \Delta h_\Pi = \zeta_\Pi \frac{w_\Pi^2}{2} \rho$$

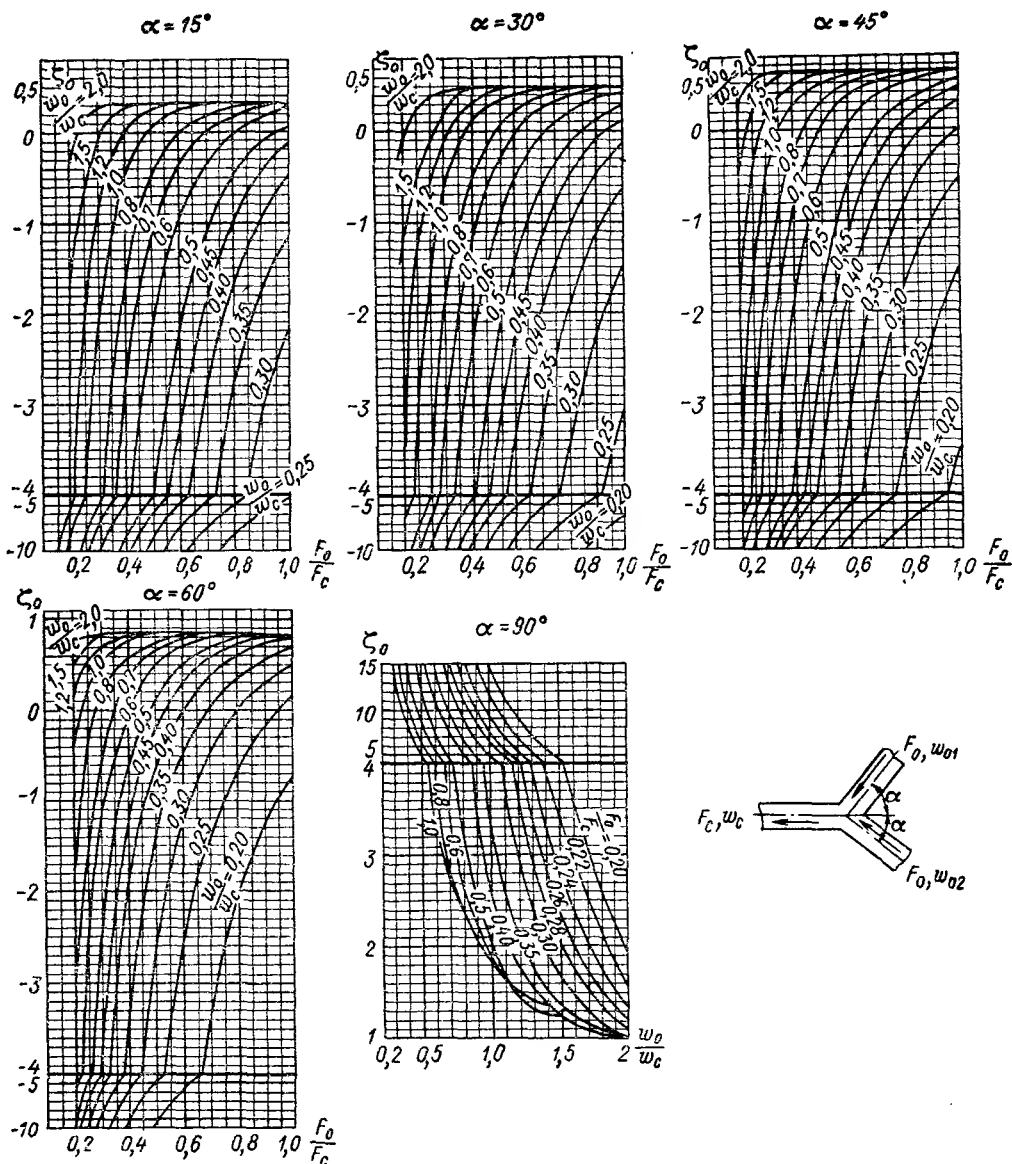


Рис. VII-24. Коэффициенты сопротивления симметричных собирающих тройников

Потери давления (в мм вод. ст.): в первом ответвлении $\Delta h_{01} = \zeta_{01} \frac{w_{01}^2}{2} \rho$, во втором $\Delta h_{02} = \zeta_{02} \frac{w_{02}^2}{2} \rho$.

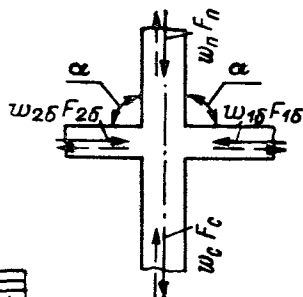
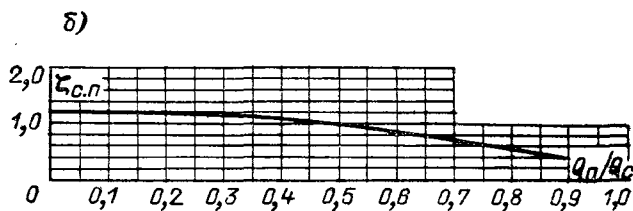
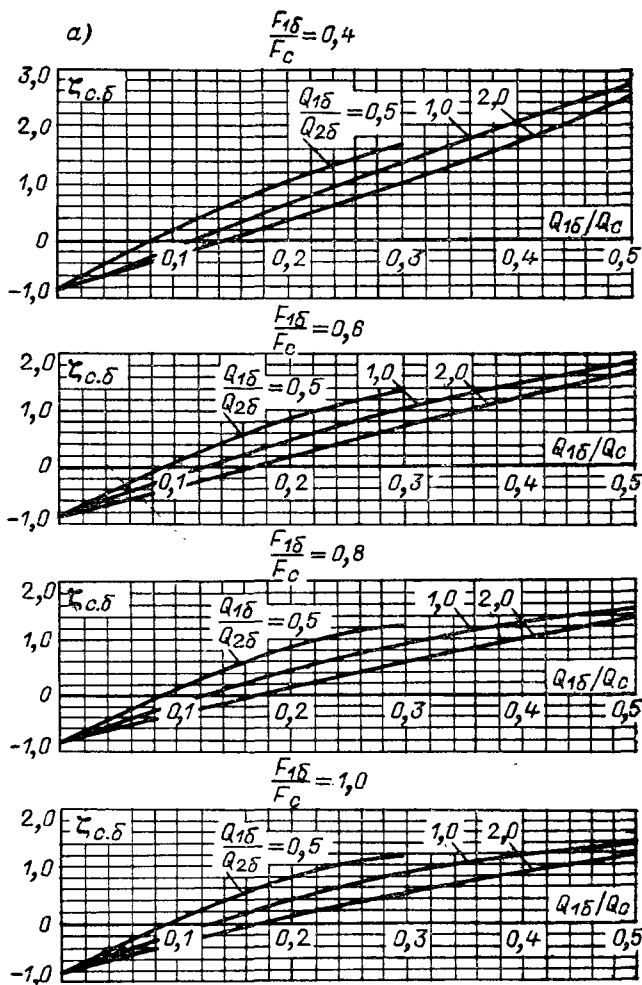


Рис. VII-25. Коэффициенты сопротивления крестовины типа $F_{1\delta} = F_{2\delta} = F_c$, $F_\Pi = F_c$, $\alpha = 90^\circ$: а — для бокового отвления, б — для прохода

Потери давления (в мм вод. ст.): $\Delta h_\delta = \zeta_{c.\delta} \cdot \frac{w_c^2}{2} \rho$, $\Delta h_\Pi = \zeta_{c.\Pi} \cdot \frac{w_\Pi^2}{2} \rho$

$$M_p = \frac{\rho_0}{0,132}$$

Рис. VII-26. Приведенная плотность дымовых газов (в кгс·сек²/м³) и самотяга (в мм вод. ст.)

$\rho^0 = 0,132 M_p$, $h_c = h'_c H$.
 h'_c для воздуха определяется вдоль штриховой линии I

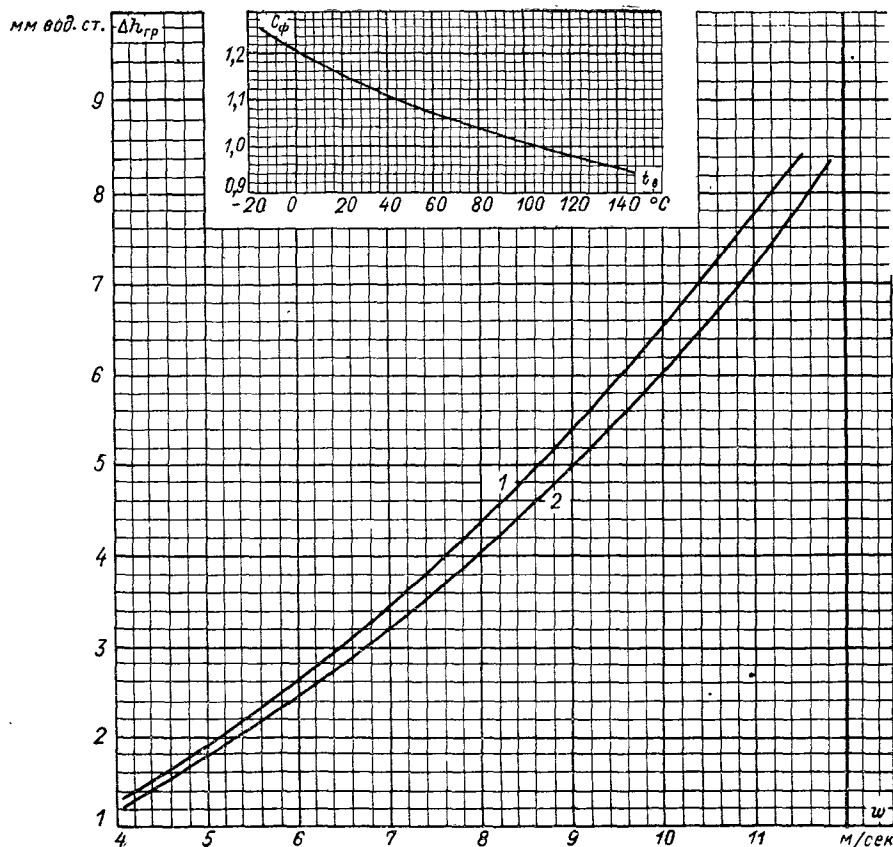
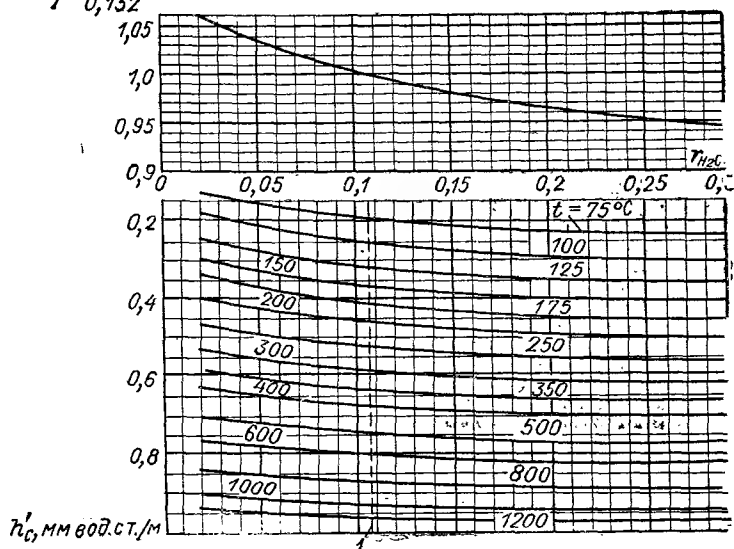


Рис. VII-27. Сопротивление калориферов ВТИ-ТЭМЗ (в мм вод. ст.)

$\Delta h = 1,12 C_\phi \Delta h_{гр}$; 1 — калориферы ВТИ-ТЭМЗ-II диаметром 16 мм, 2 — ВТИ-ТЭМЗ-III диаметром 12 мм

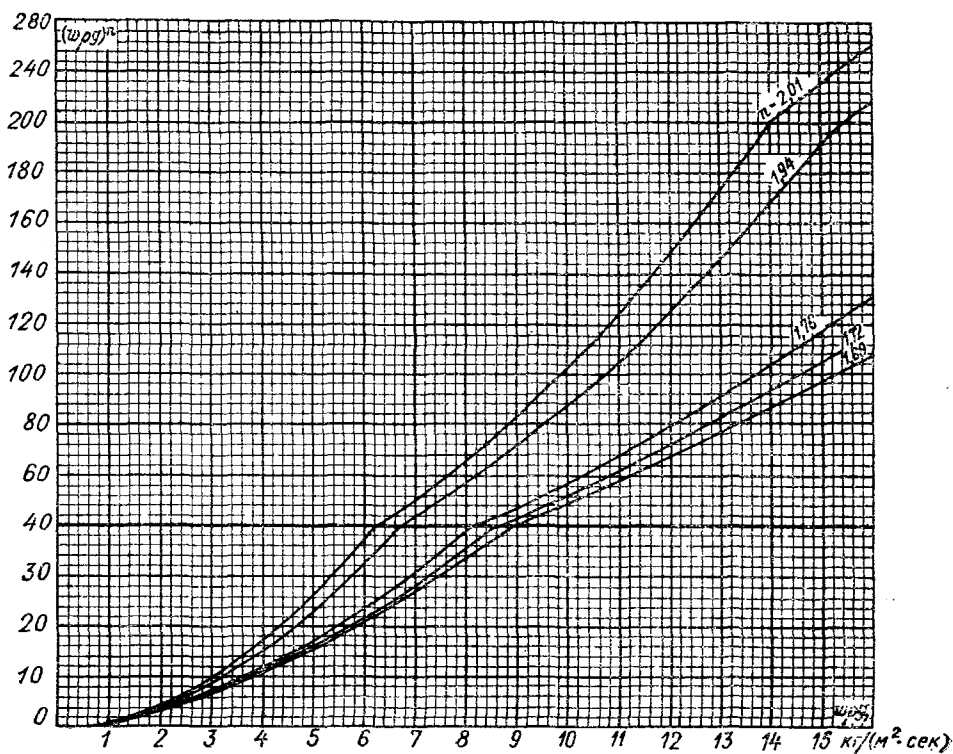
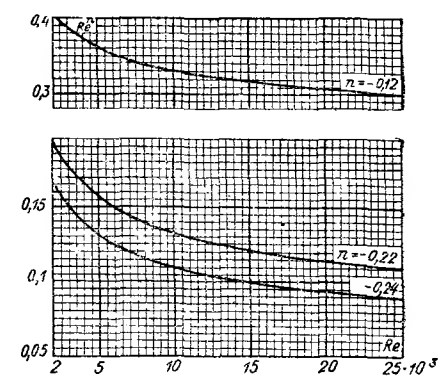


Рис. VII-28. Значения Re^n и $(w_0g)^n$ при различных встречающихся значениях n

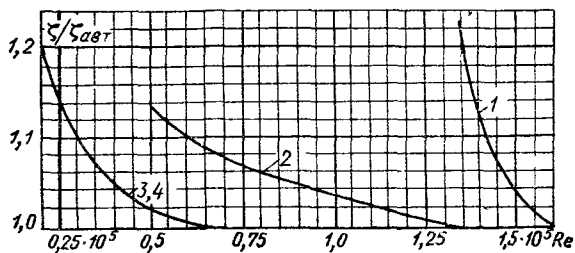
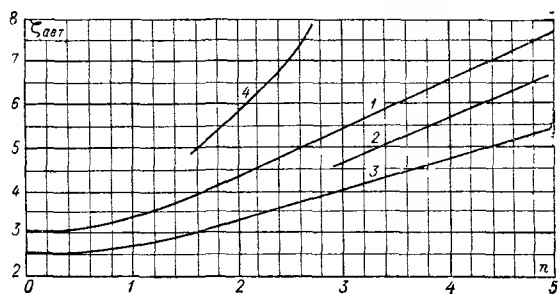


Рис. VII-29. Коэффициенты сопротивления канала вторичного воздуха вихревых пылеугольных и пылегазовых горелок

1 — для тангенциальных лопаточных завихрителей с прямыми лопатками, 2 — для улиточных завихрителей, 3 и 4 — для аксиальных лопаточных завихрителей соответственно с профилированными и прямыми лопатками, n — параметр крутки

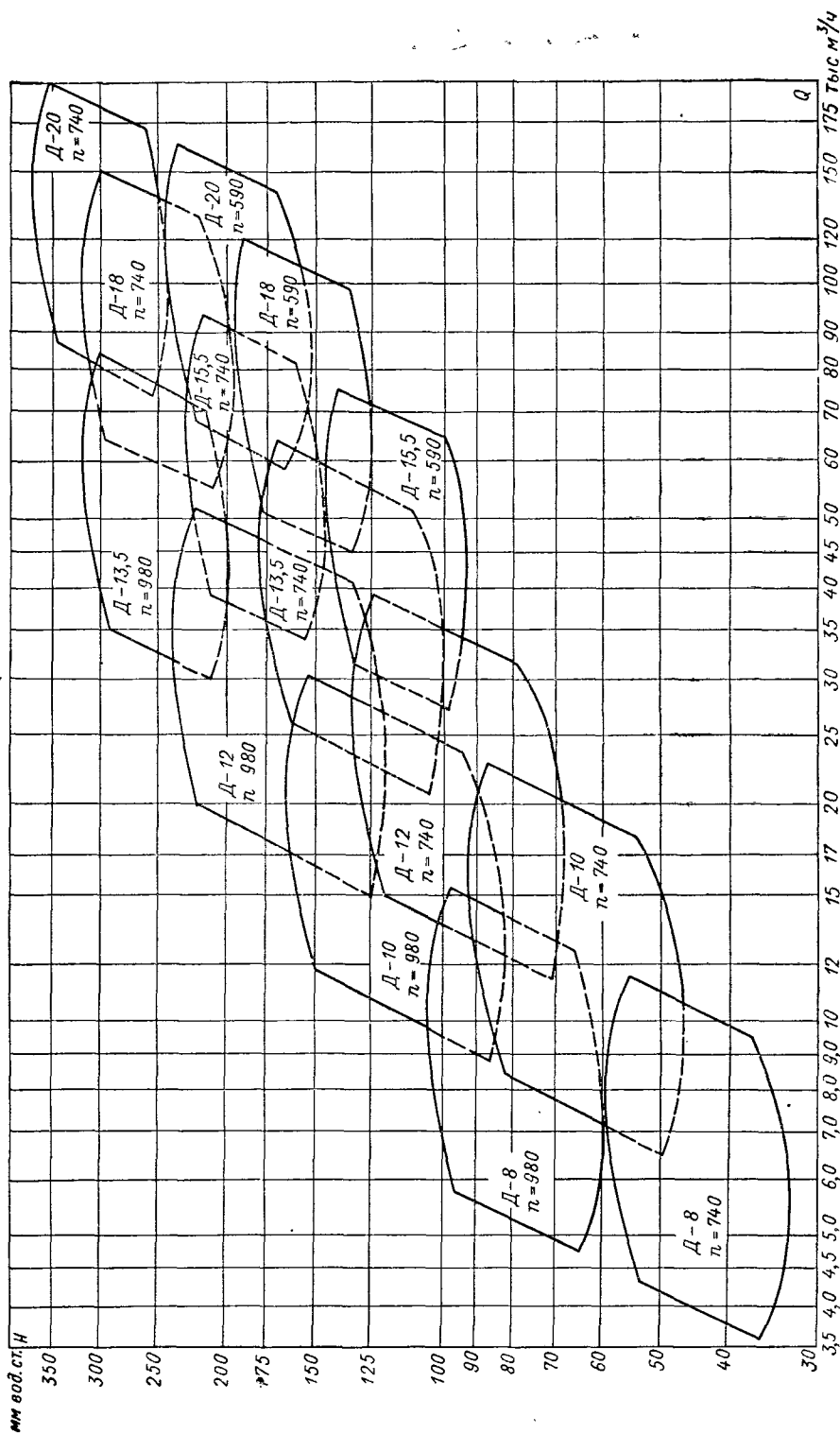


Рис. VII-30. Сводный график характеристик центробежных дымососов одностороннего всасывания типа 0,7-37

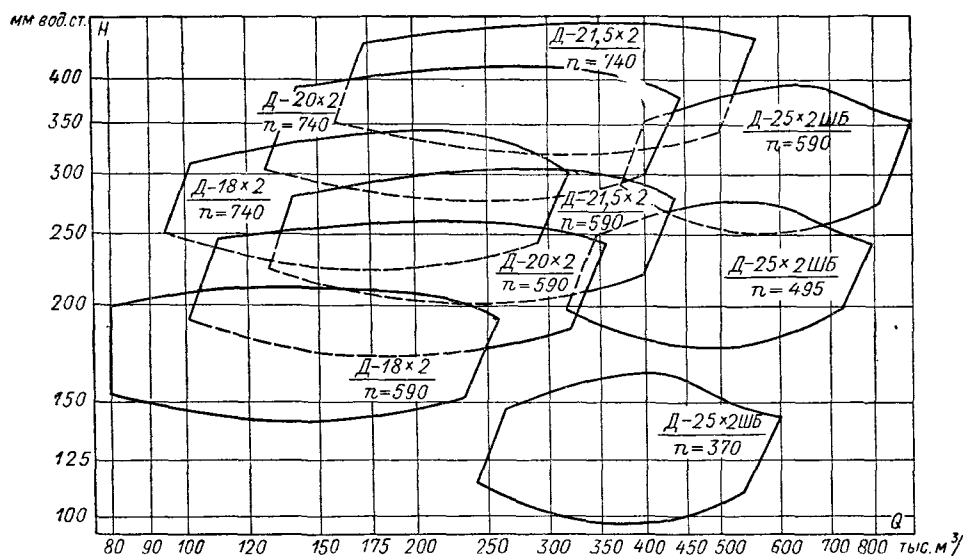


Рис. VII-31. Сводный график характеристик центробежных дымососов двустороннего всасывания типа 0,7-37 и 0,8-37

$t = 200^\circ \text{C}$, n — частота вращения, об/мин

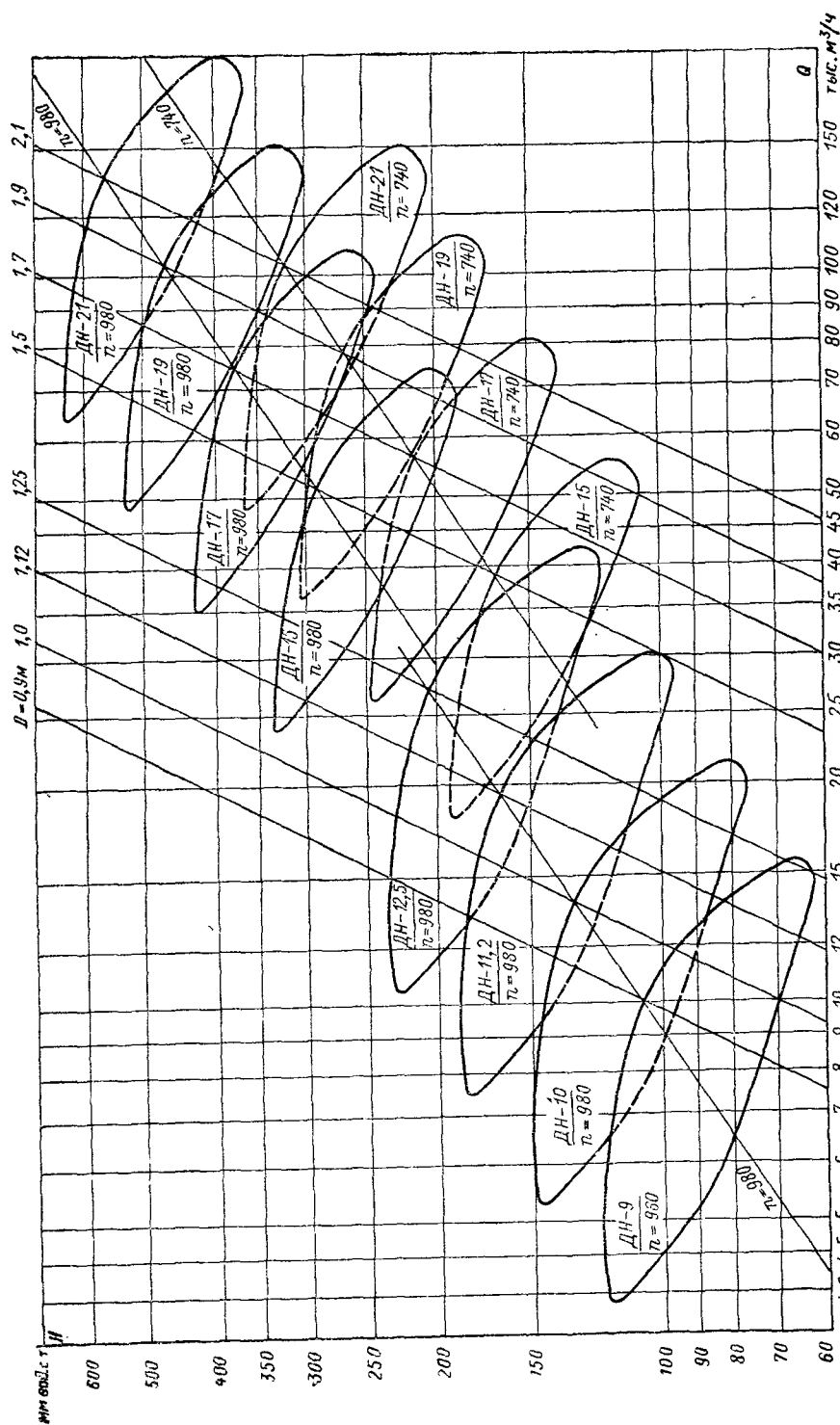


Рис. VII-32. Сводный график характеристик центробежных насосов одного типа с различными диаметрами и длиной. G — вес в кг.

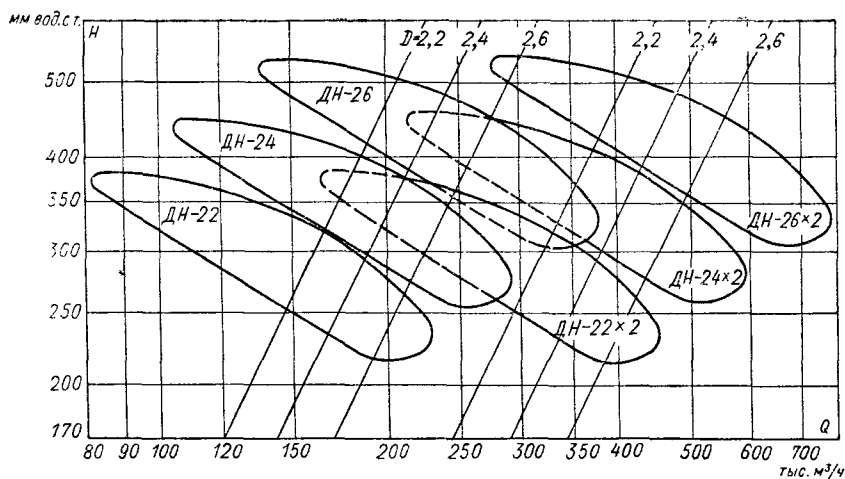


Рис. VII-33. Сводный график характеристик центробежных дымососов одно- и двухстороннего всасывания типа 0,62-40

$t = 100^{\circ}\text{C}$; n — частота вращения 740 об/мин

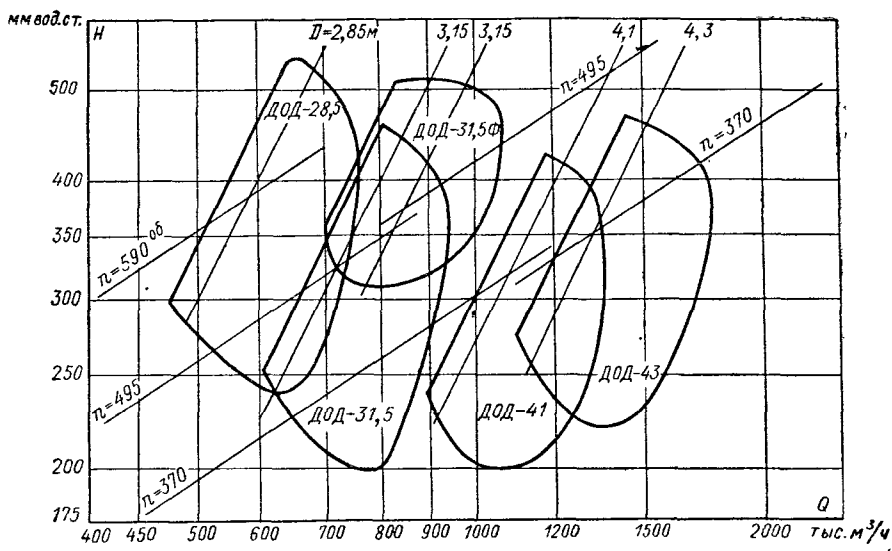


Рис. VII-34. Сводный график характеристик осевых дымососов

$t = 100^{\circ}\text{C}$, n — частота вращения, об/мин

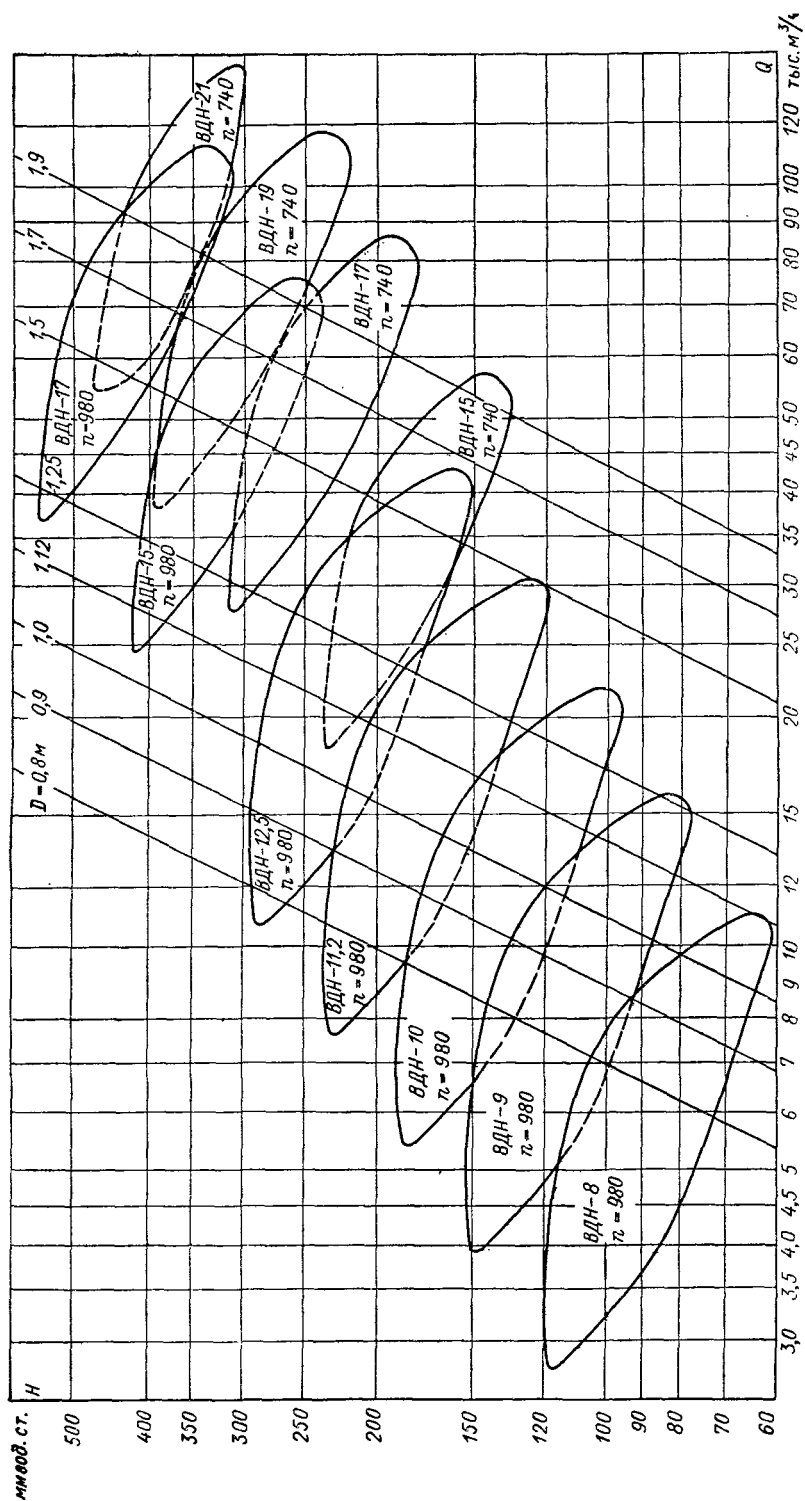


Рис. VII-35. Сводный график характеристик центробежных дутьевых вентиляторов типа 0,55-40-1

 $t = 30^\circ \text{ С}$, n — частота вращения, об/мин

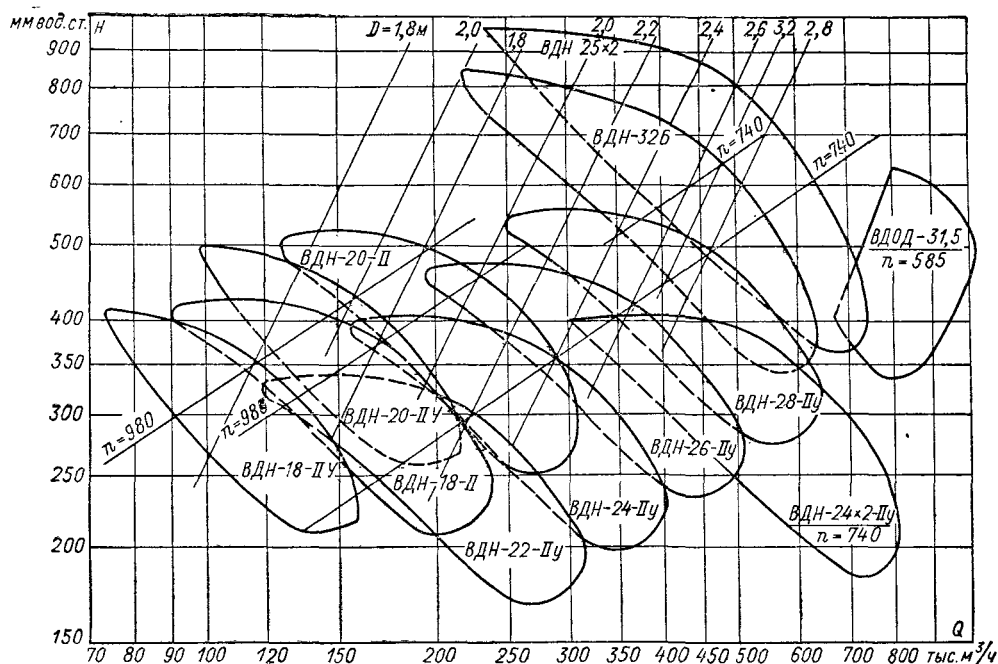
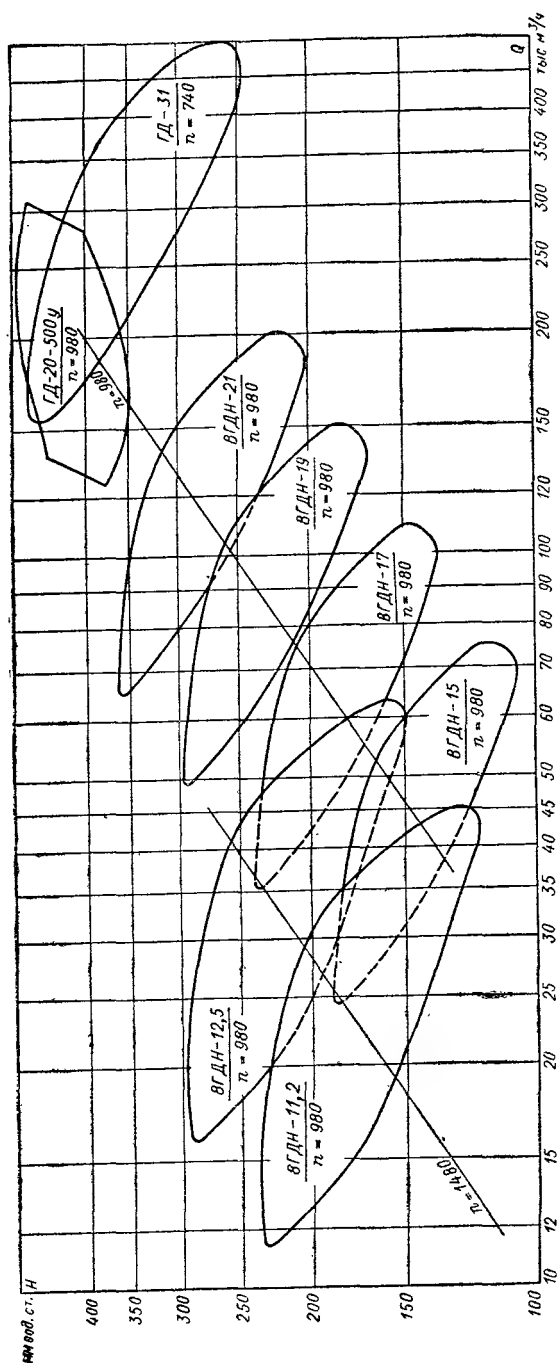


Рис. VII-36. Сводный график характеристик дутьевых вентиляторов типа 0,7-160-II, а также ВДН-32Б, ВДН-25×2, ВДН-24×2Пч и ВДОД-31,5

$t = 30^\circ \text{C}$, n — частота вращения, об/мин



Рас. VII-37. Сводный график характеристик центробежных вентиляторов горячего дутья и дымососов рециркуляции газов типа 0,55-40-1, а также ГД-20-500У

$t = 400^\circ \text{C}$, n — частота вращения, об/мин

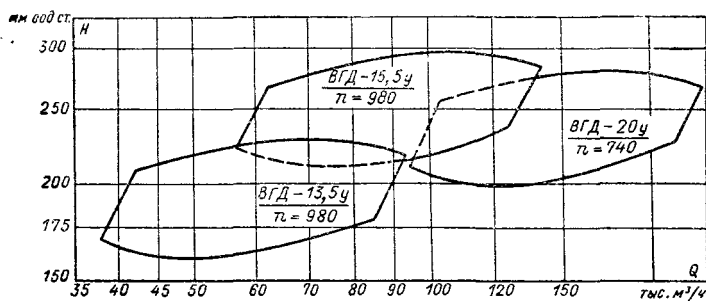


Рис. VII-38. Сводный график характеристик центробежных вентиляторов горячего дутья типа 0,7-37

$t = 400^\circ \text{C}$, n — частота вращения, об/мин

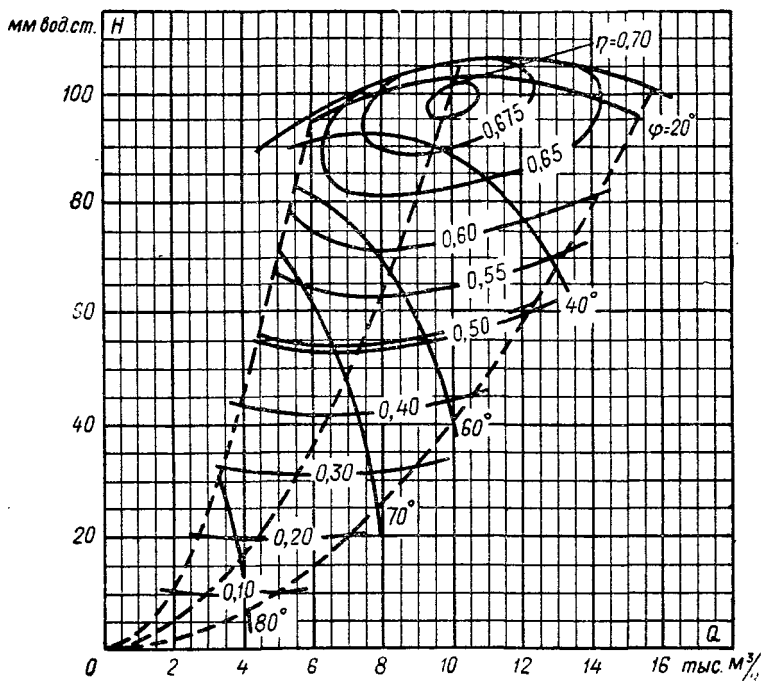


Рис. VII-39. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания Д-8

$t = 200^\circ \text{C}$, $n = 980$ об/мин

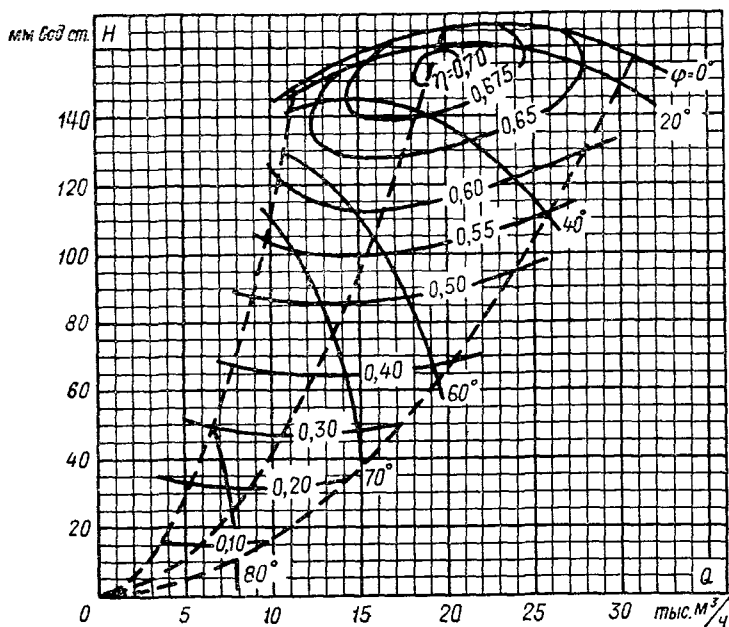


Рис. VII-40. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания Д-10

$t = 200^\circ \text{C}$, $n = 980 \text{ об/мин}$

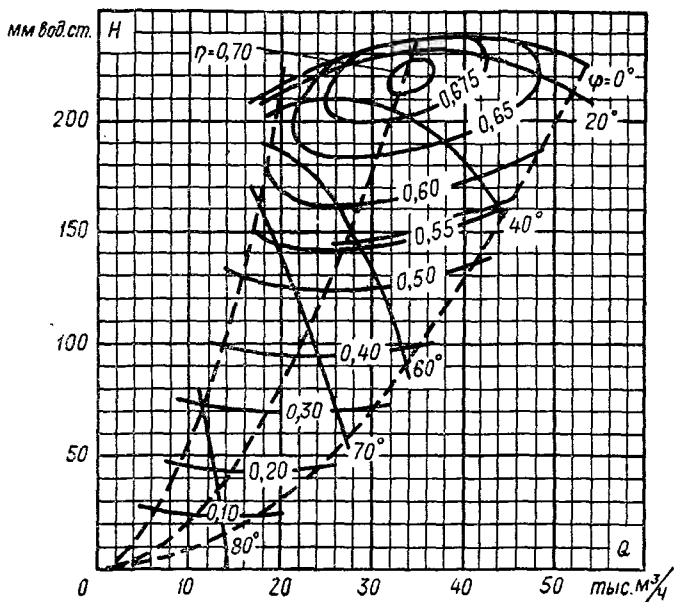


Рис. VII-41. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания Д-12

$t = 200^\circ \text{C}$, $n = 980 \text{ об/мин}$

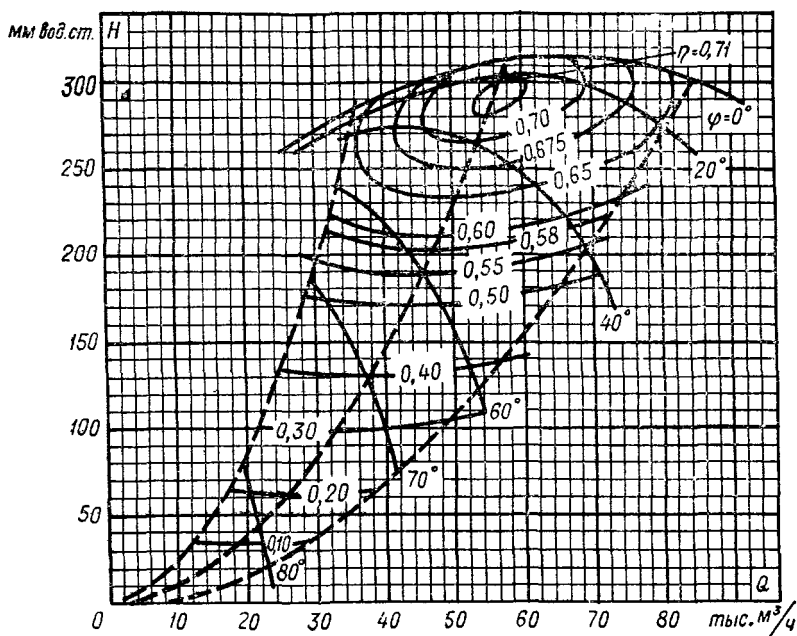


Рис. VII-42. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания Д-13,5

$t = 200^\circ \text{C}$, $n = 980 \text{ об/мин}$

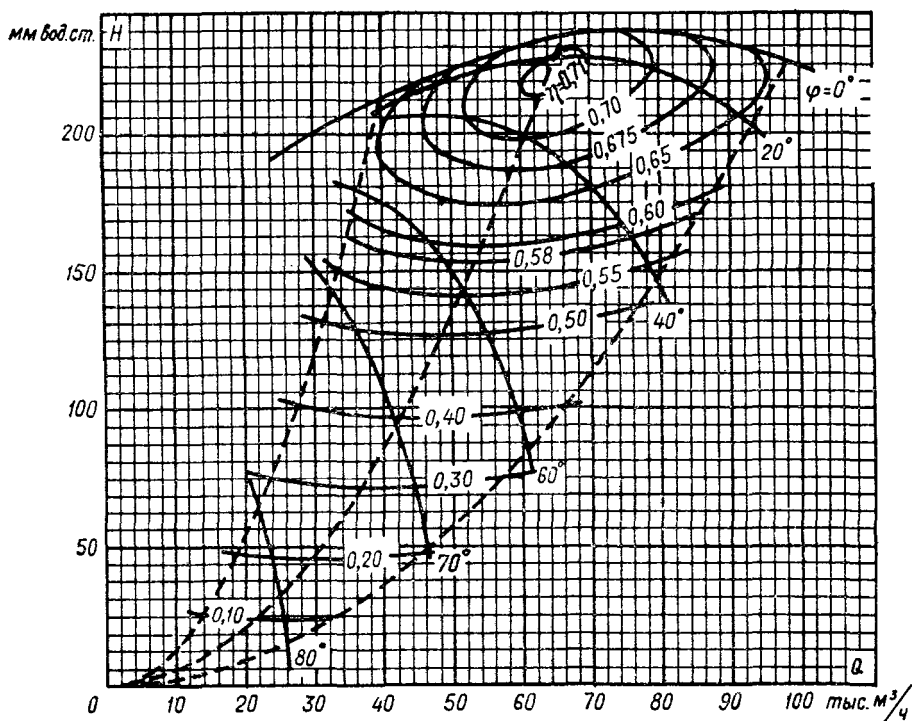


Рис. VII-43. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания Д-15,5

$t = 200^\circ \text{C}$, $n = 740 \text{ об/мин}$

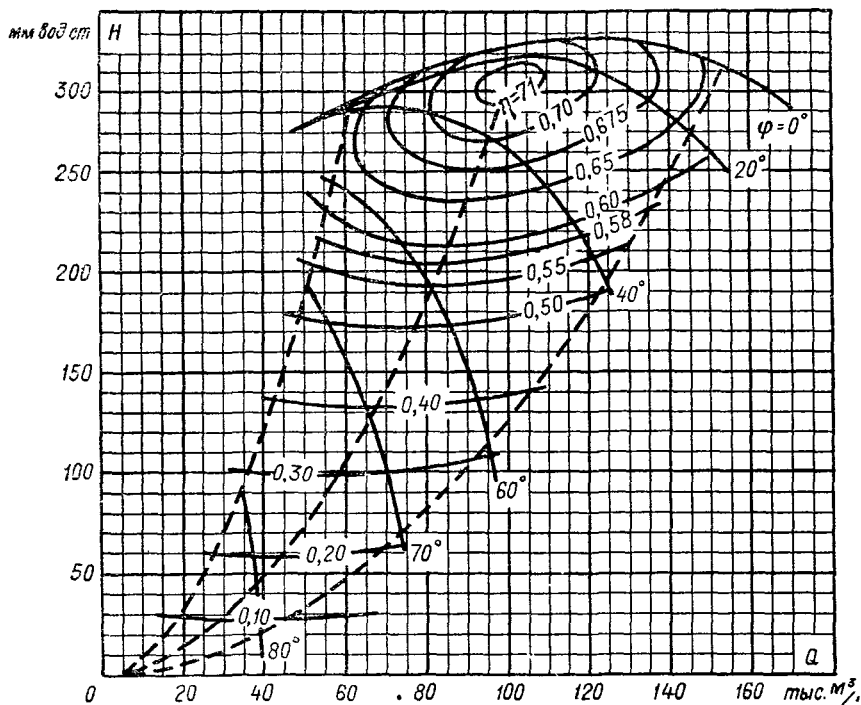


Рис. VII-44. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания Д-18

$t = 200^\circ \text{C}$, $n = 740 \text{ об/мин}$

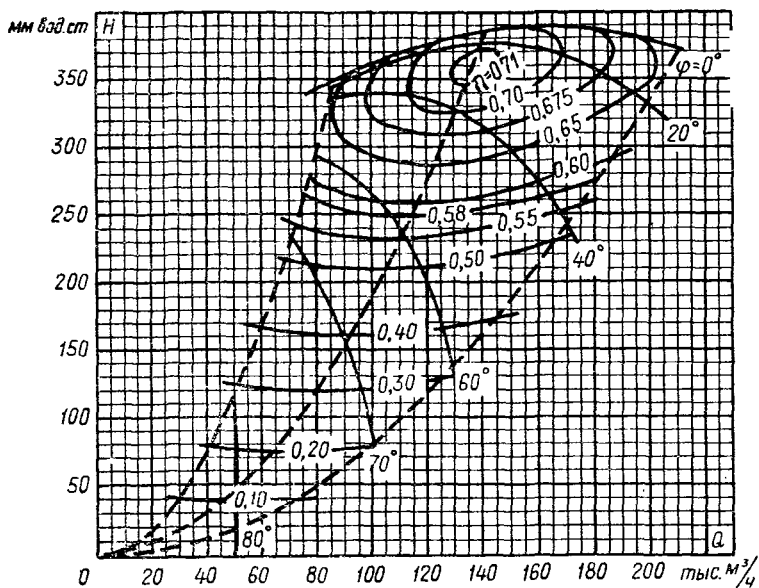


Рис. VII-45. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания Д-20

$t = 200^\circ \text{C}$, $n = 740 \text{ об/мин}$

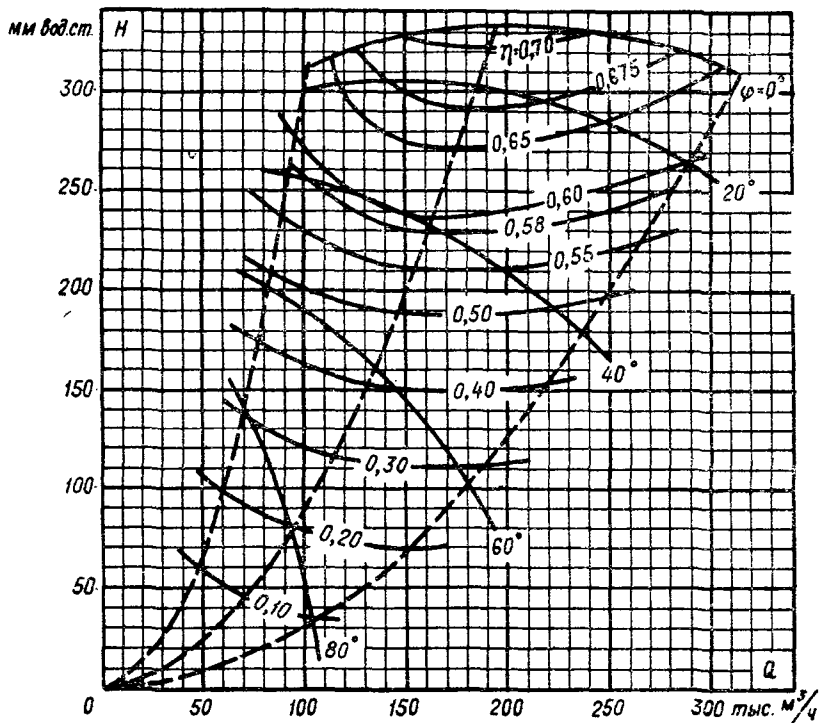


Рис. VII-46. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа двустороннего всасывания Д-18×2
 $t = 200^\circ \text{C}$, $n = 740 \text{ об/мин}$

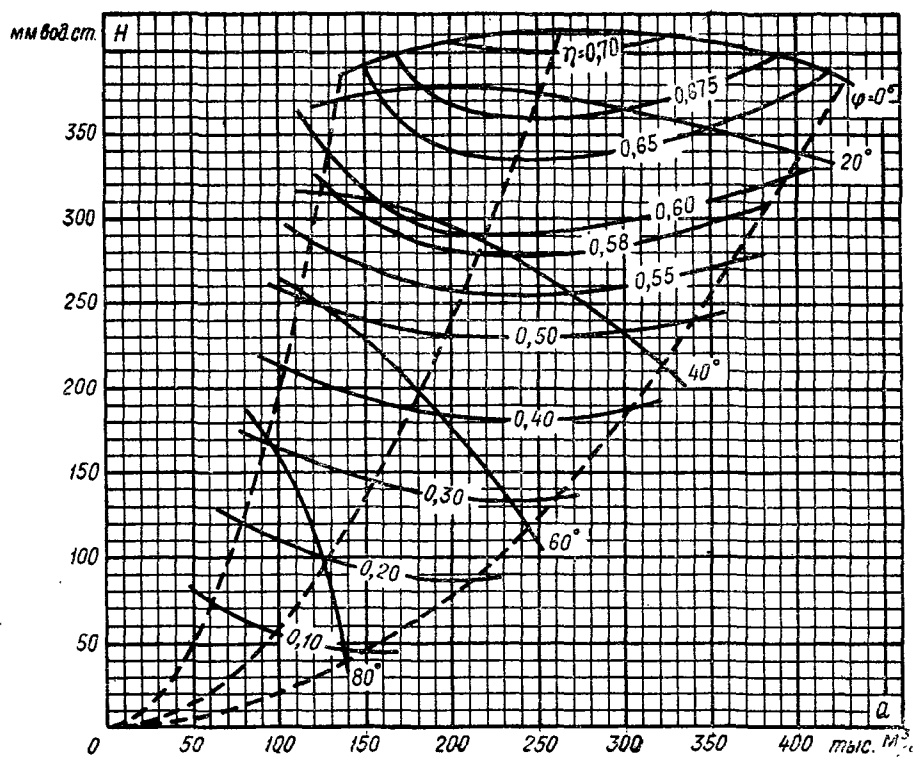


Рис. VII-47. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа двустороннего всасывания Д-20×2
 $t = 200^\circ \text{C}$, $n = 740 \text{ об/мин}$

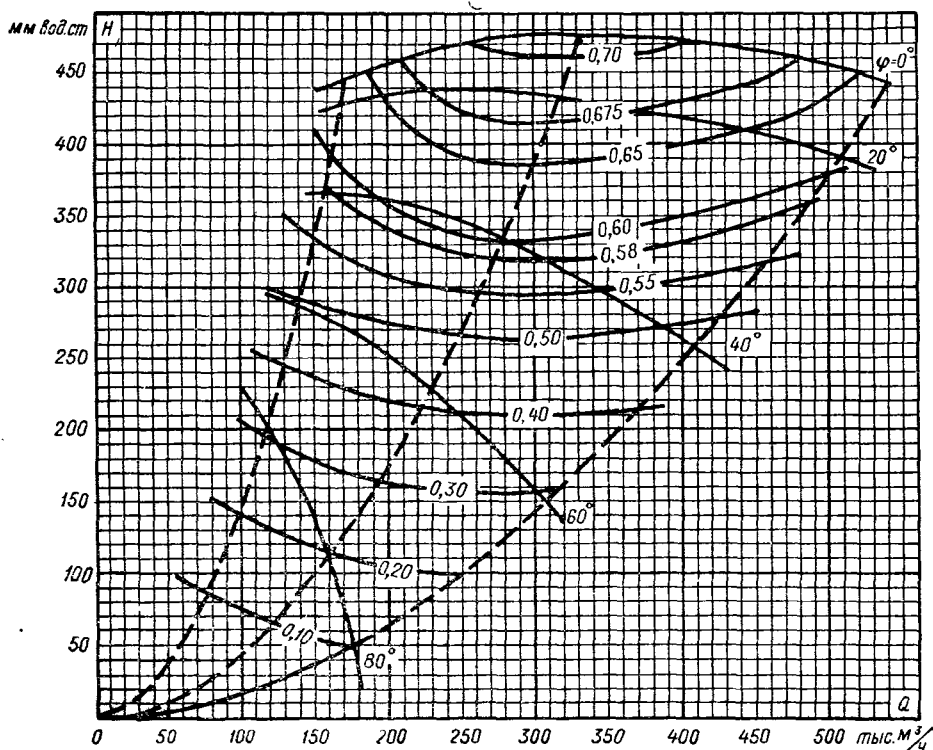


Рис. VII-48. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа двустороннего всасывания Д-21,5×2у

$t = 200^\circ \text{C}$, $n = 740 \text{ об/мин}$

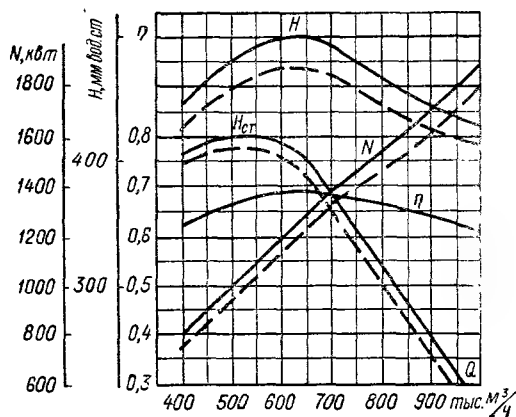
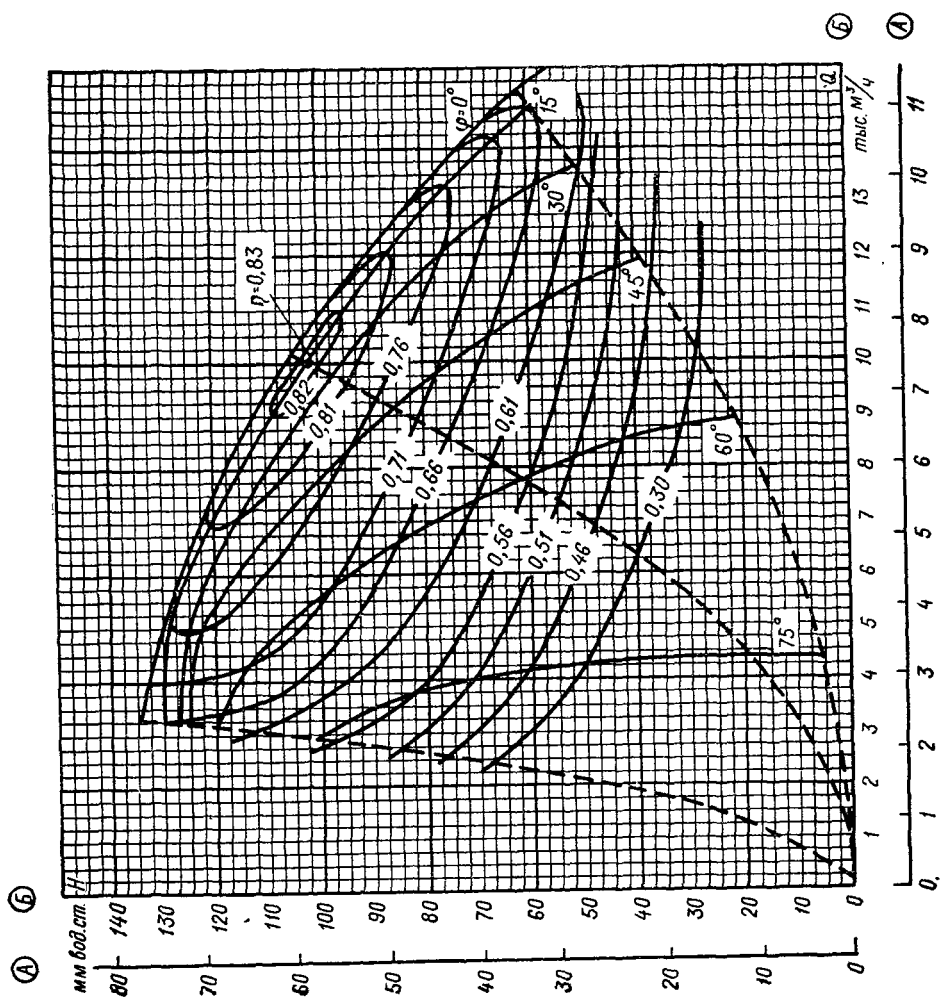


Рис. VII-49. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа двустороннего всасывания Д-25×2ШБ

$t = 100^\circ \text{C}$, $n = 590 \text{ об/мин}$
Сплошная линия — колесо без наплавленных лопаток, штриховая — колесо с наплавленными лопатками



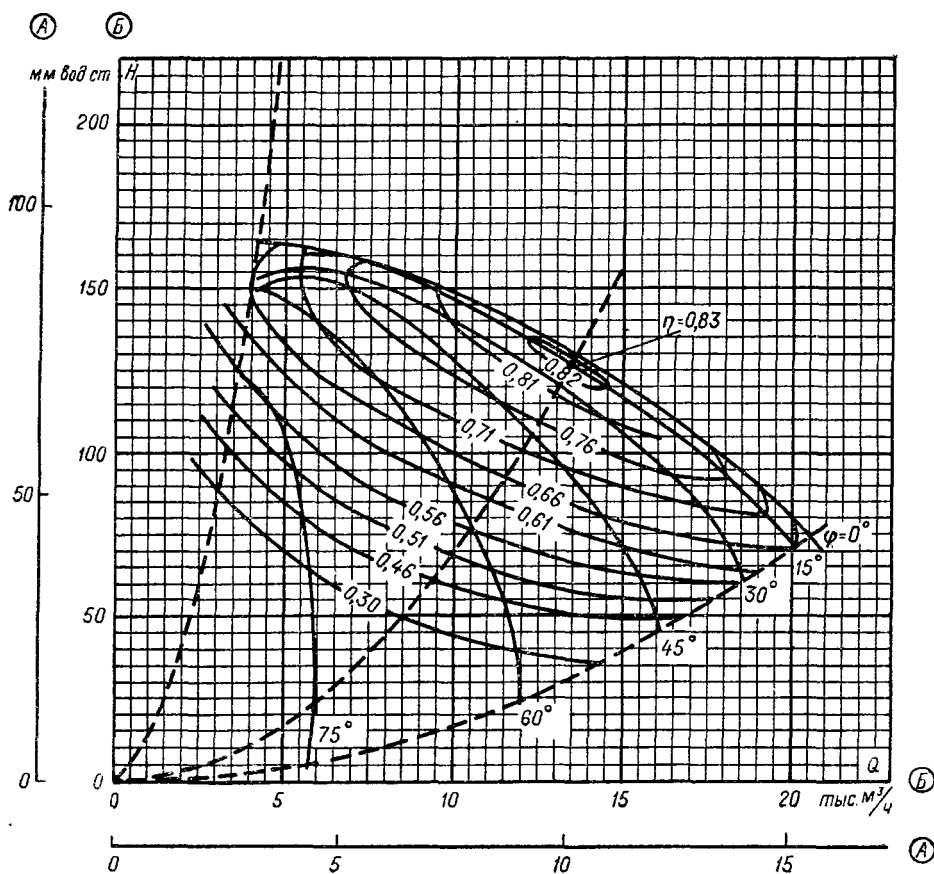


Рис. VII-51. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания ДН-10

$t = 100^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$

Рис. VII-52. Аэродинамическая характеристика центрального дымососа одностороннего всасывания ДН-11,2

$f_{\text{вс}} 100^\circ \text{С}$; шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$

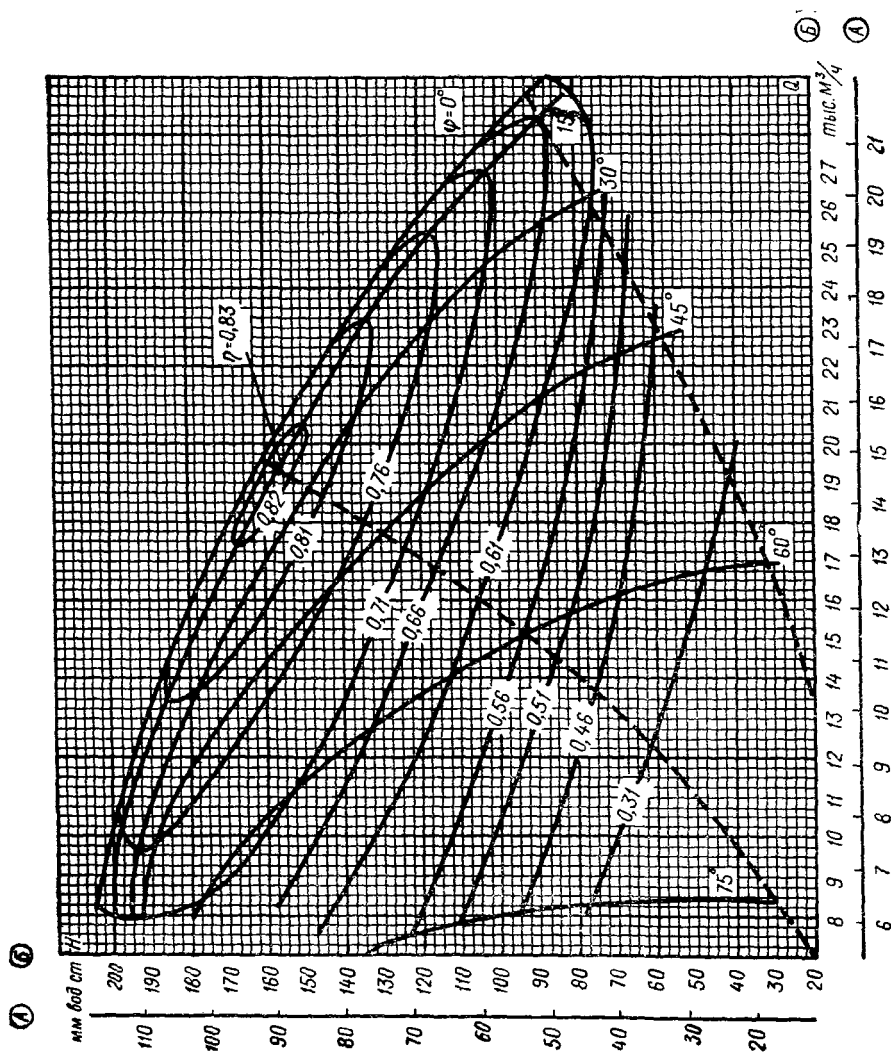


Рис. VII-53. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания ДН-12,5
 $t = 100^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$

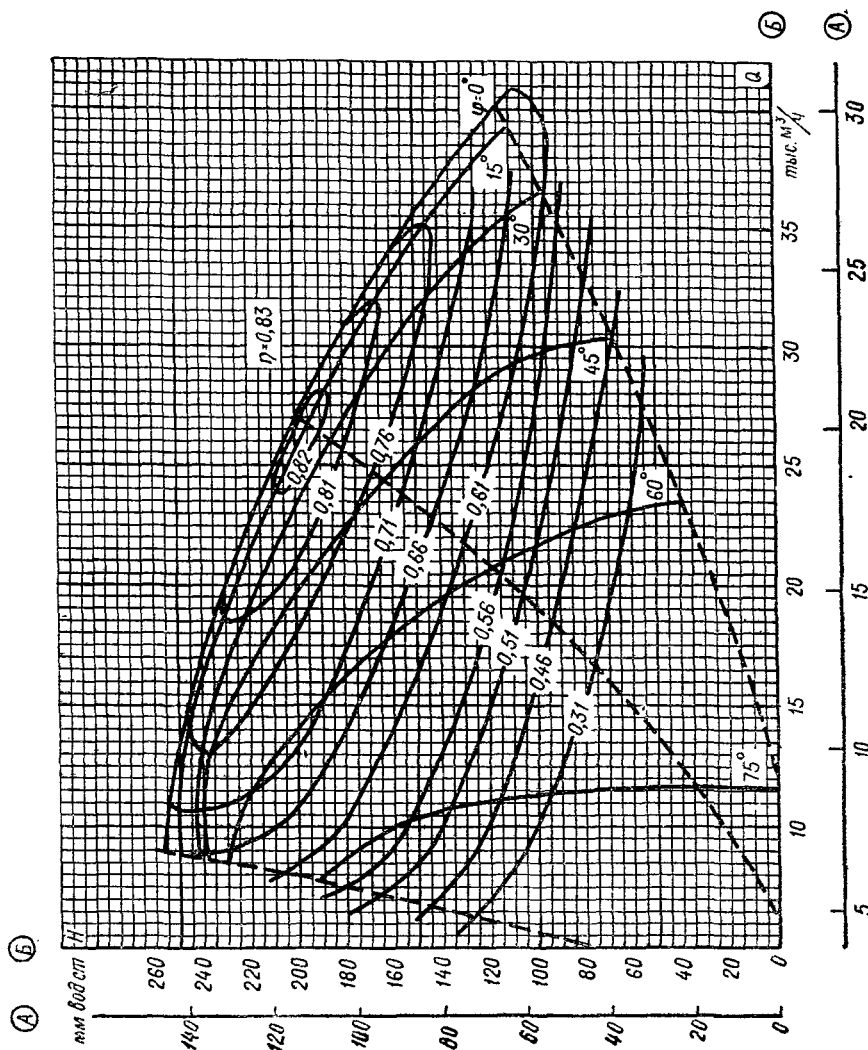


Рис. VII-54. Аэродинамическая характеристика центробежного пылеоседающего вентиля ДН-15

$t = 100^\circ \text{C}$, шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$

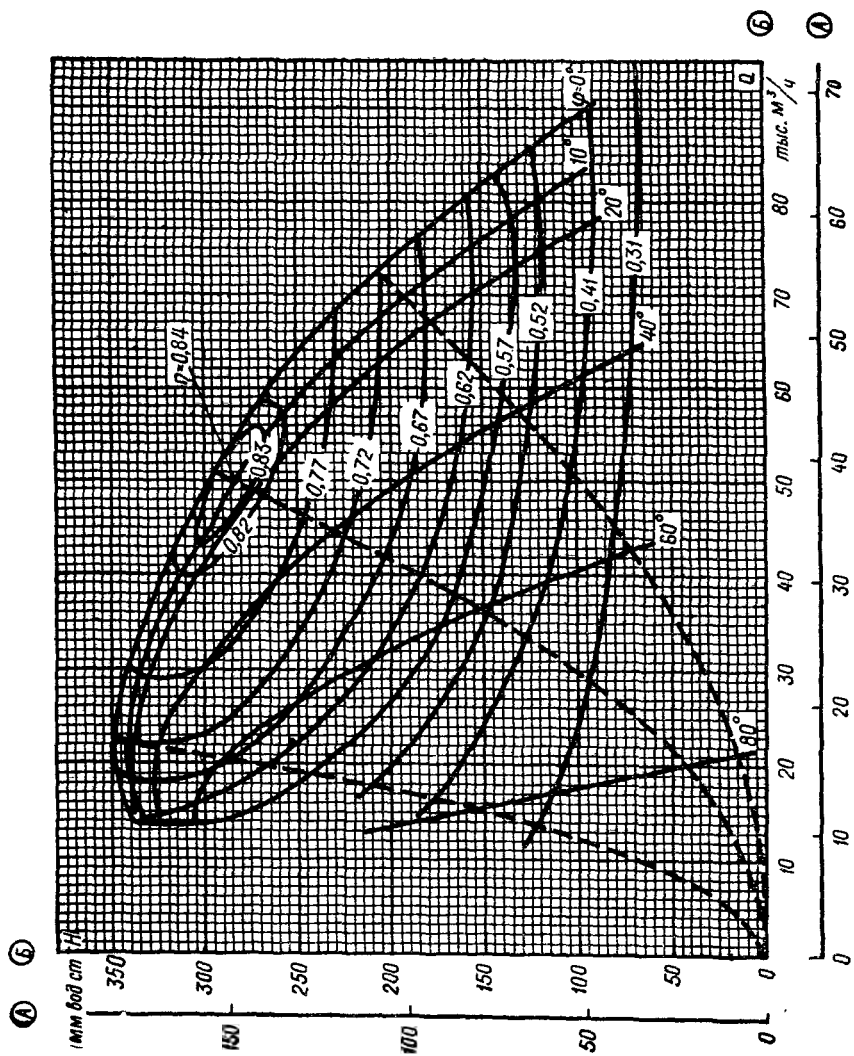


Рис. VII-55. Аэродинамическая характеристика центробежного дымооса-одностороннего всасыва-ния ДН-17
 $t = 100^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$

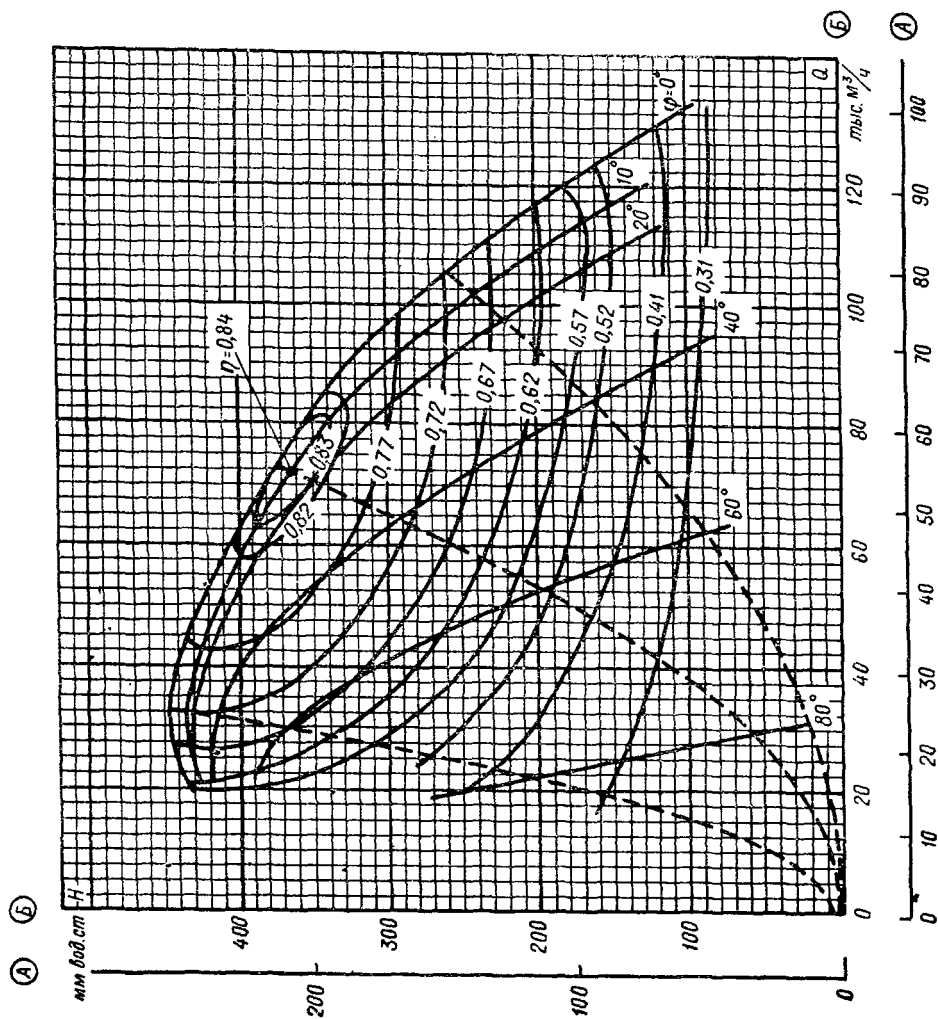
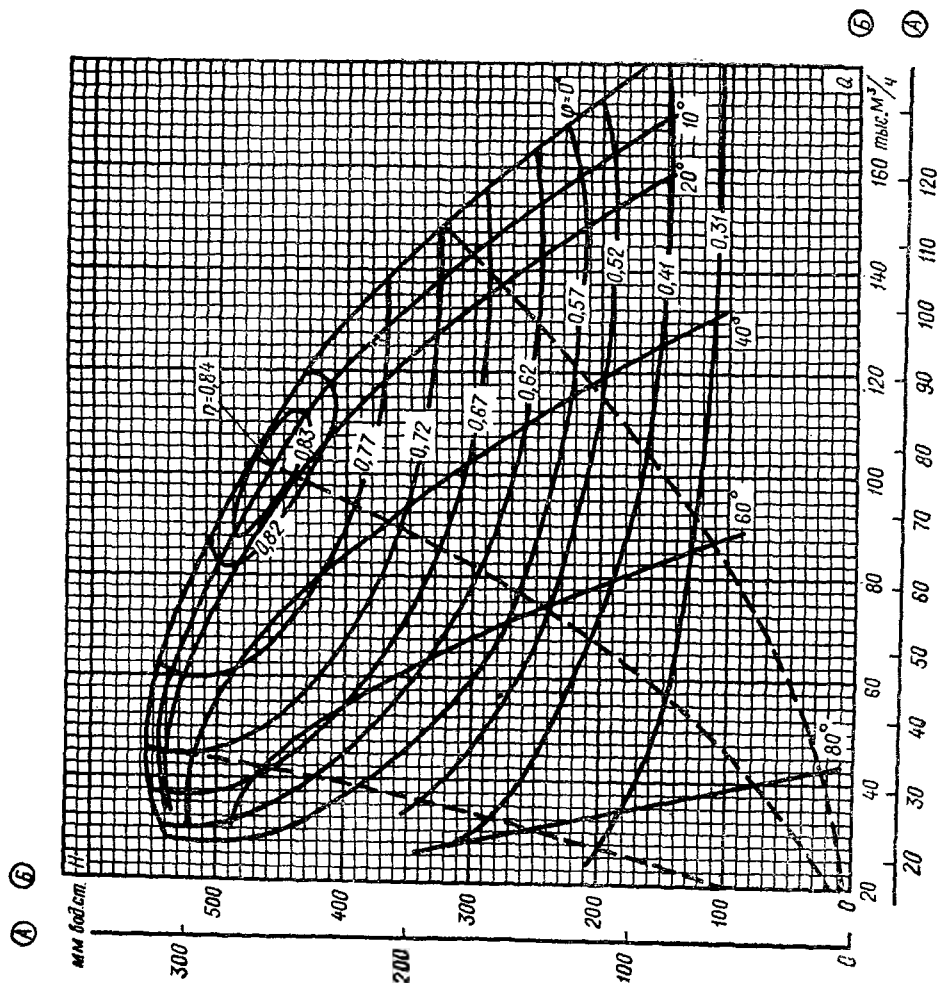
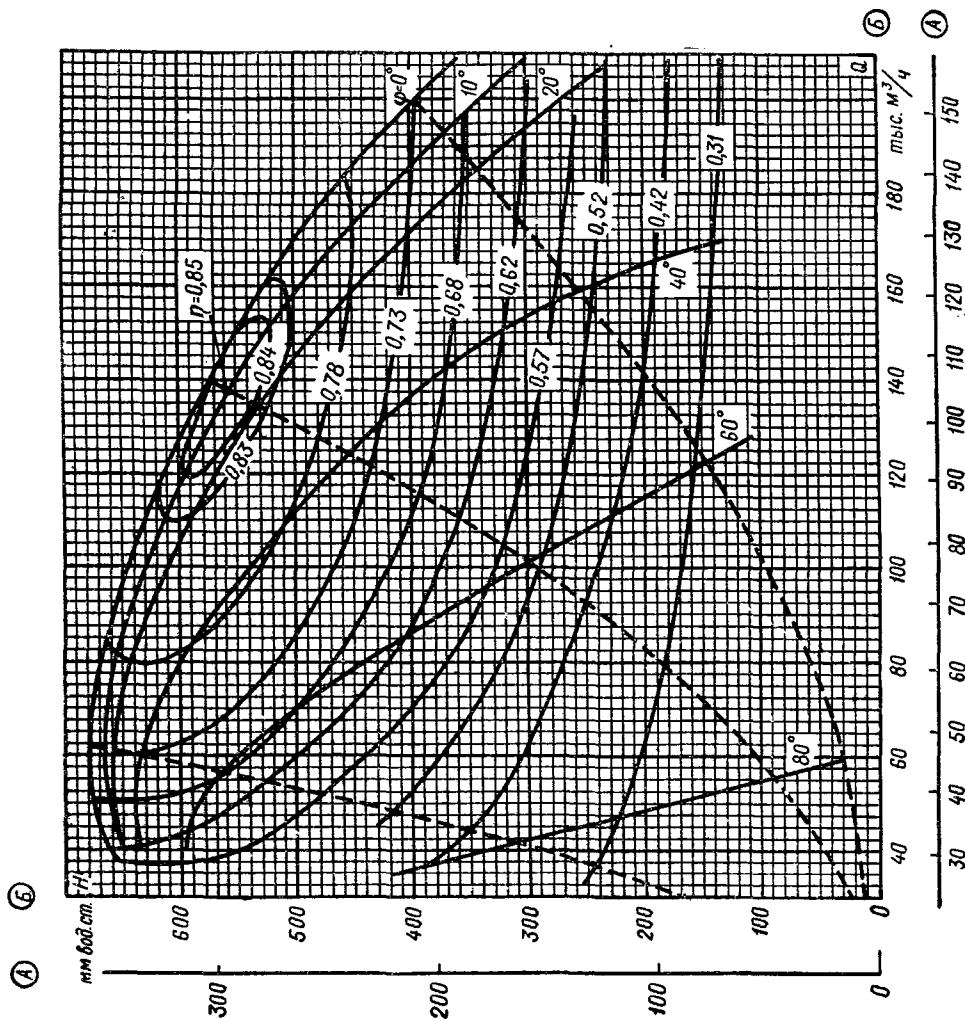


Рис. VII-56. Аэродинамическая характеристика центробежного пылесоса одностороннего всасывания ДН-19

$t = 100^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 930 \text{ об/мин}$





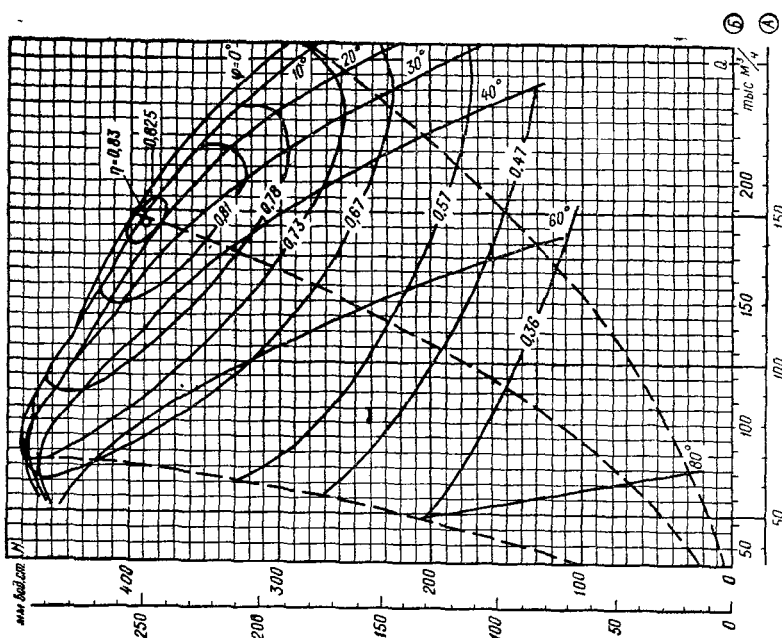


Рис. VII-59. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания ДН-24
 $t = 100^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 590 \text{ об/мин}$, Б для $n = 740 \text{ об/мин}$

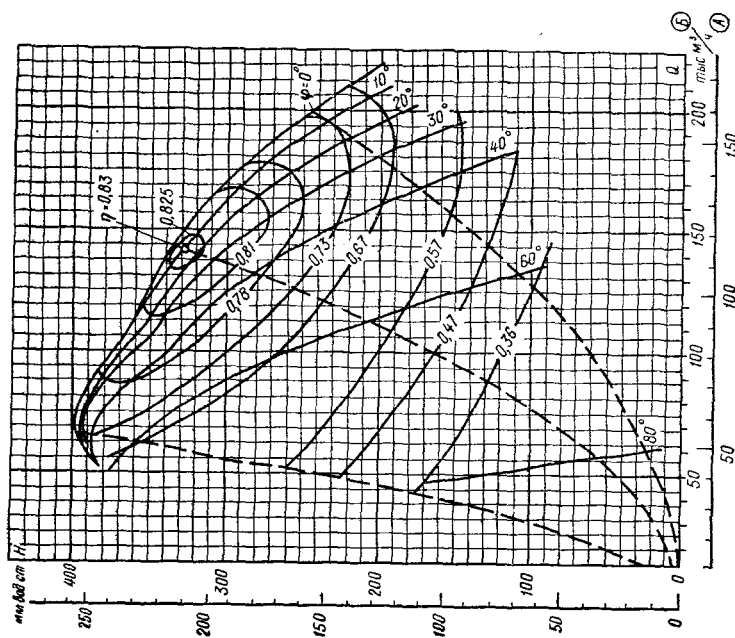


Рис. VII-58. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания ДН-22
 $t = 100^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 590 \text{ об/мин}$, Б для $n = 740 \text{ об/мин}$

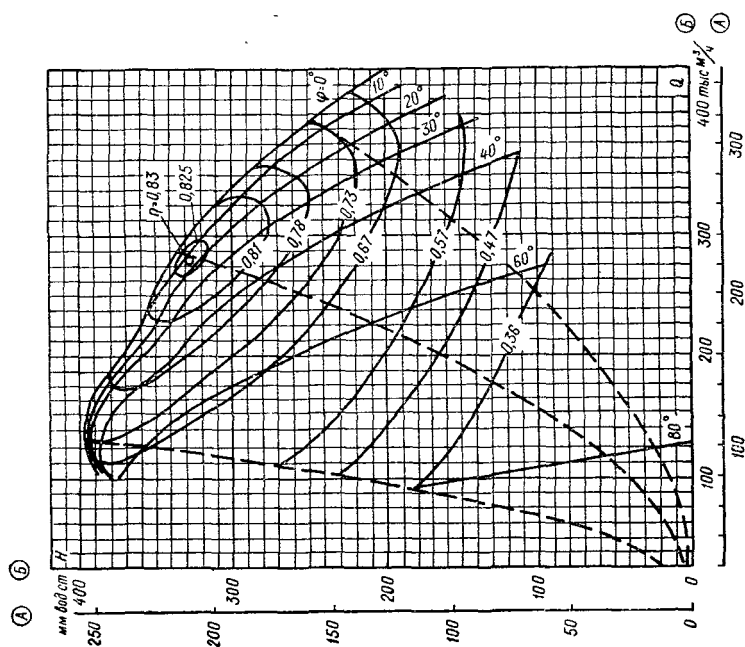


Рис. VII-61. Аэродинамическая характеристика центробежного дымооса двустороннего всасывания ДН-22×2
 $t = 100^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 590 \text{ об/мин}$, Б для $n = 740 \text{ об/мин}$

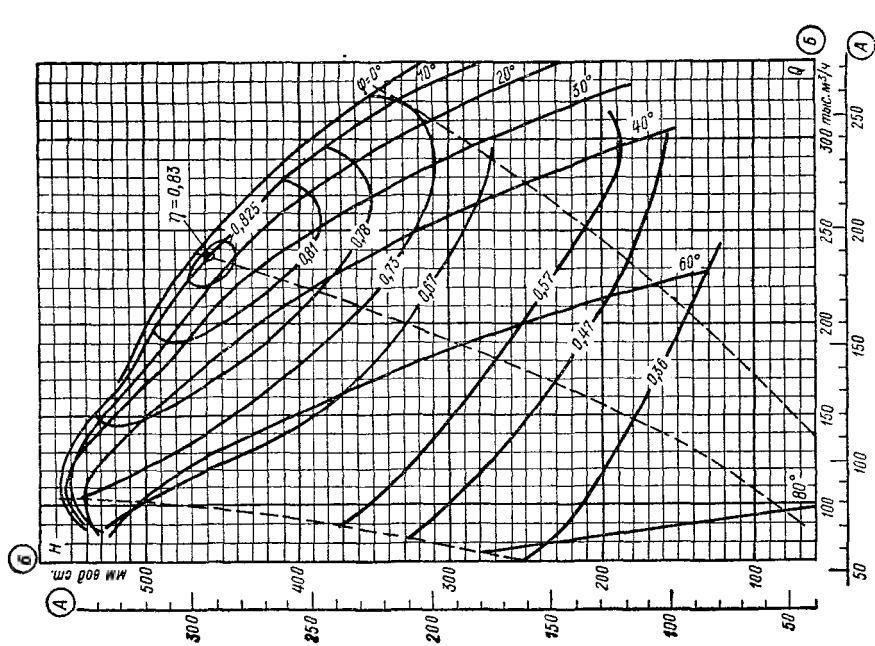


Рис. VII-60. Аэродинамическая характеристика центробежного дымооса одностороннего всасывания ДН-26
 $t = 100^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 590 \text{ об/мин}$, Б для $n = 740 \text{ об/мин}$

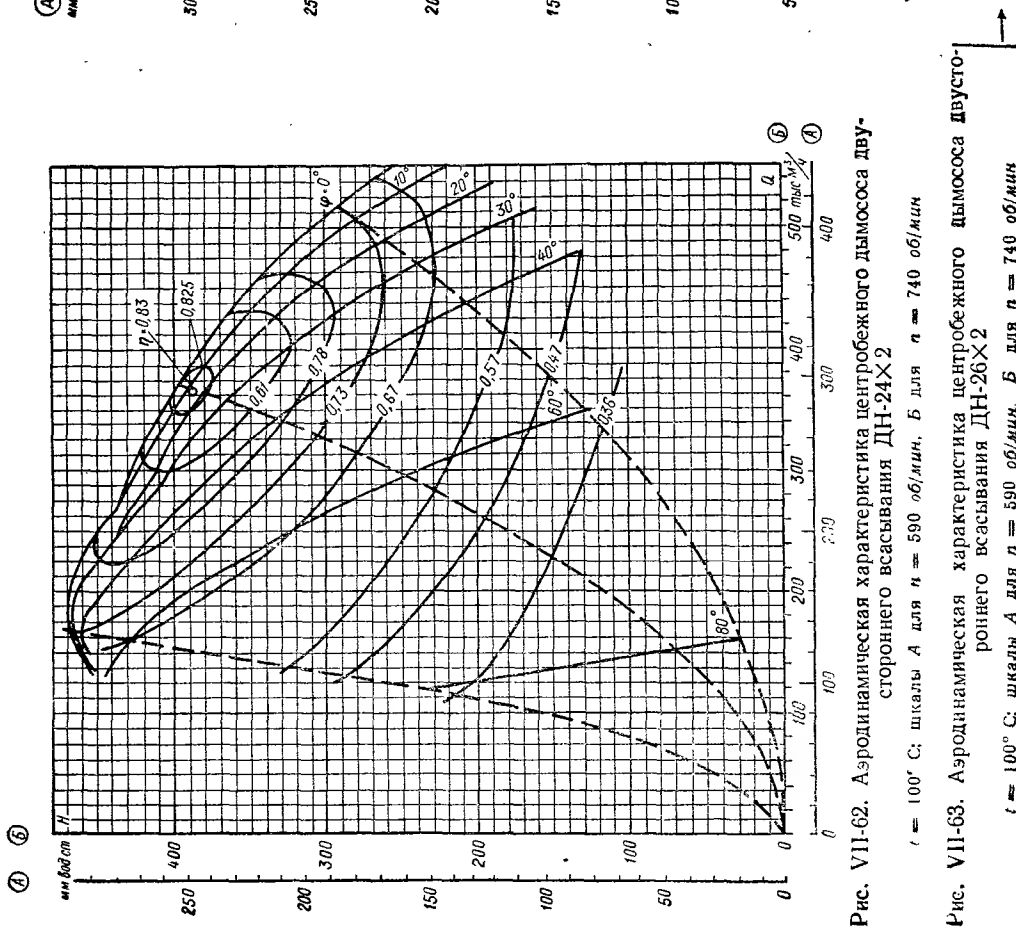
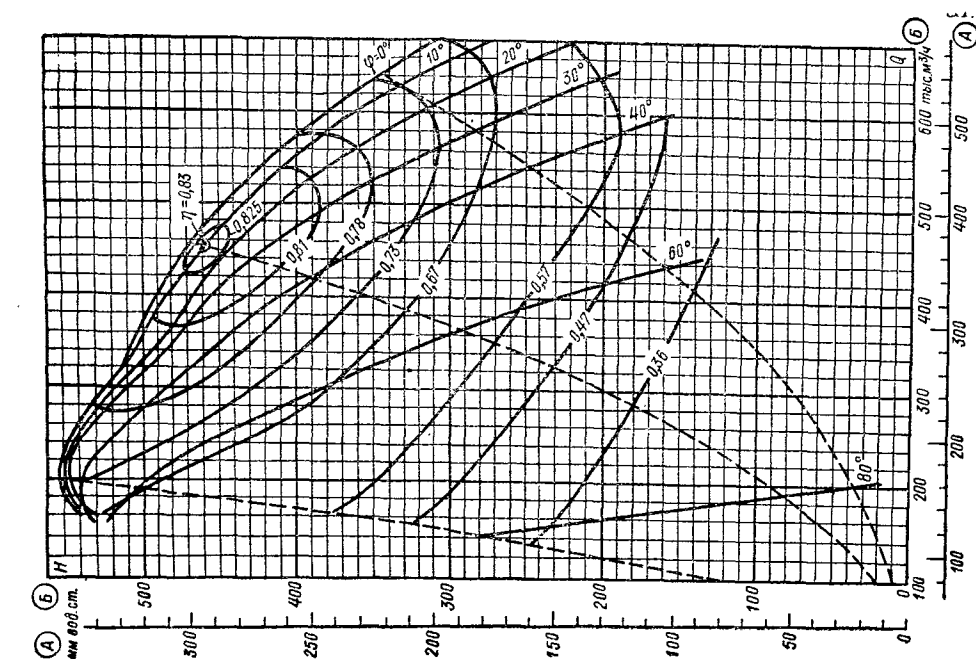
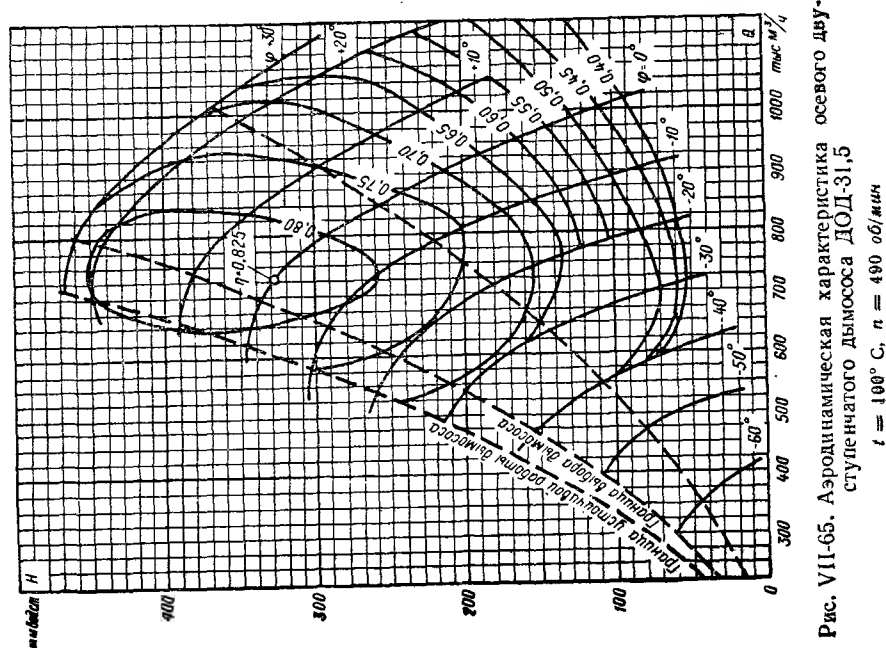
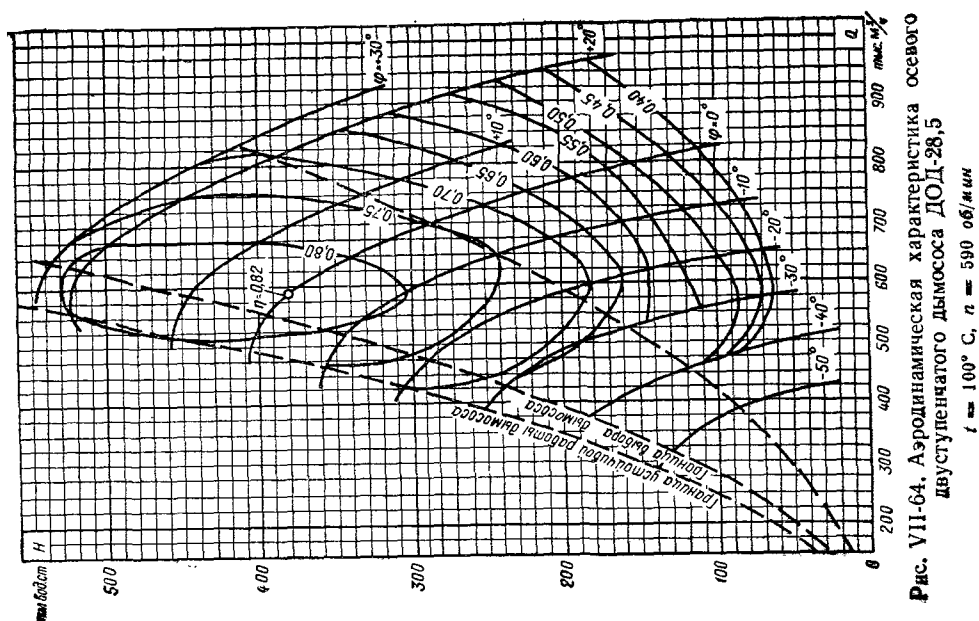


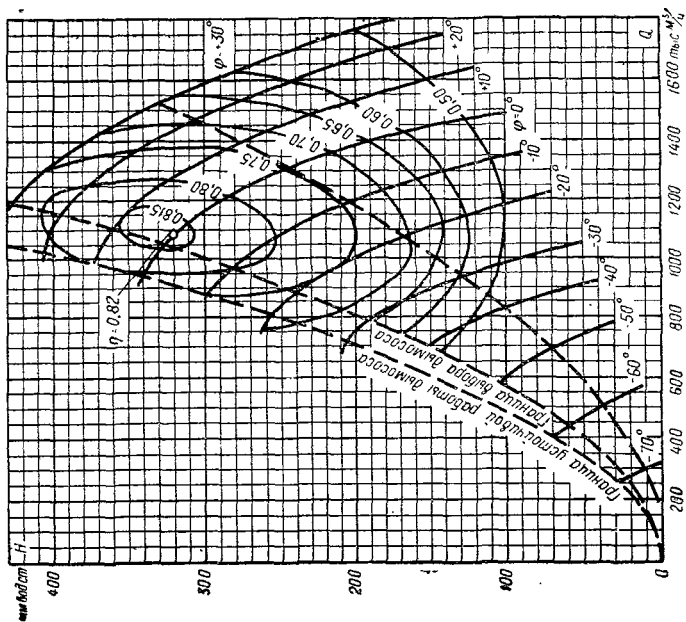
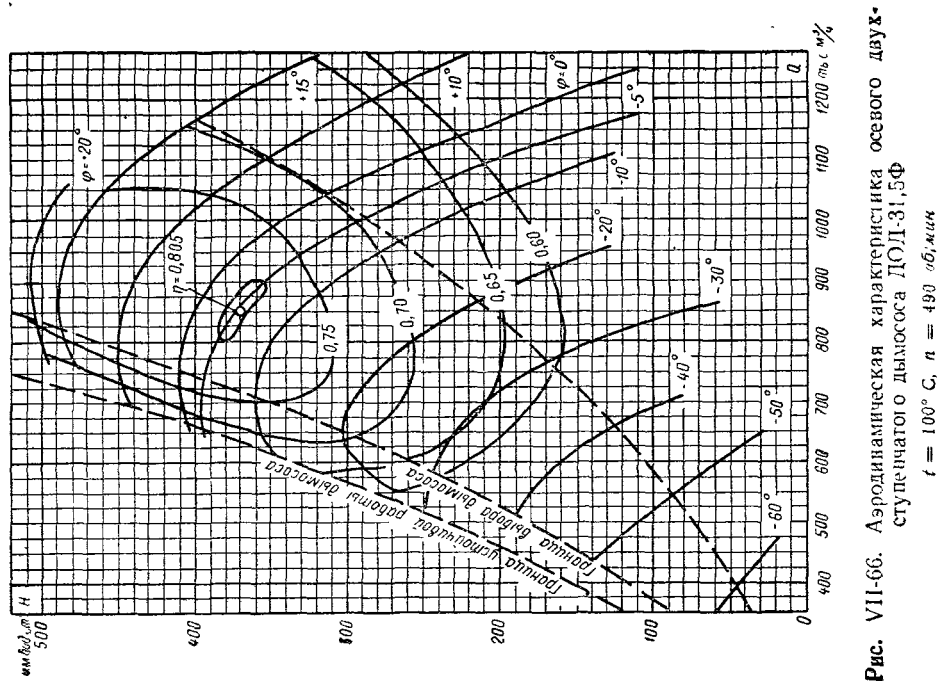
Рис. VII-62. Аэродинамическая характеристика центробежного дымооса двустороннего всасывания ДН-24Х2

$t = 100^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 590 \text{ об/мин}$, Б для $n = 740 \text{ об/мин}$

Рис. VII-63. Аэродинамическая характеристика центробежного дымооса двустороннего всасывания ДН-26Х2

$t = 100^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 590 \text{ об/мин}$, Б для $n = 740 \text{ об/мин}$





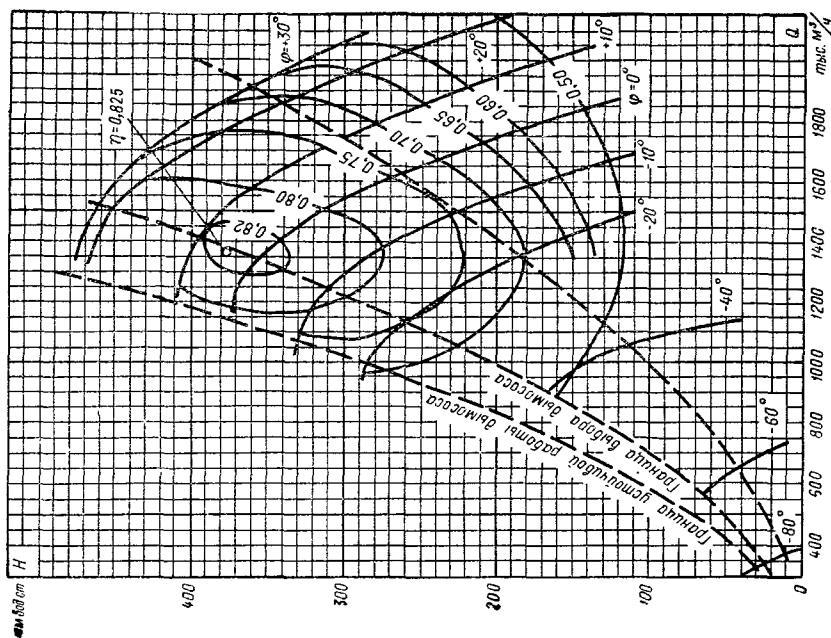


Рис. VII-68. Аэродинамическая характеристика осевого двухступенчатого дымососа ДЮД-43
 $t = 100^\circ \text{C}$, $n = 370 \text{ об/мин}$

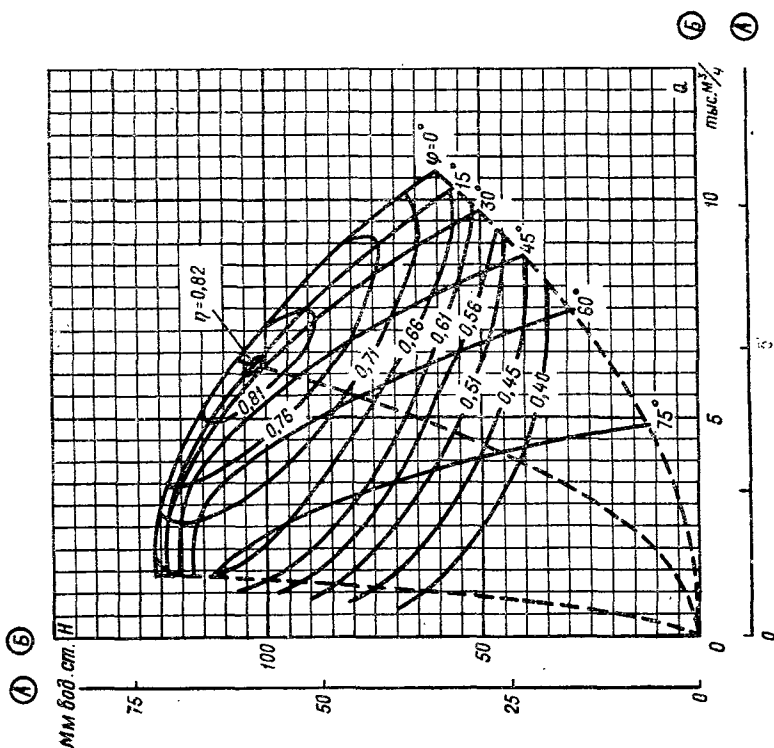


Рис. VII-69. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-8
 $t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$

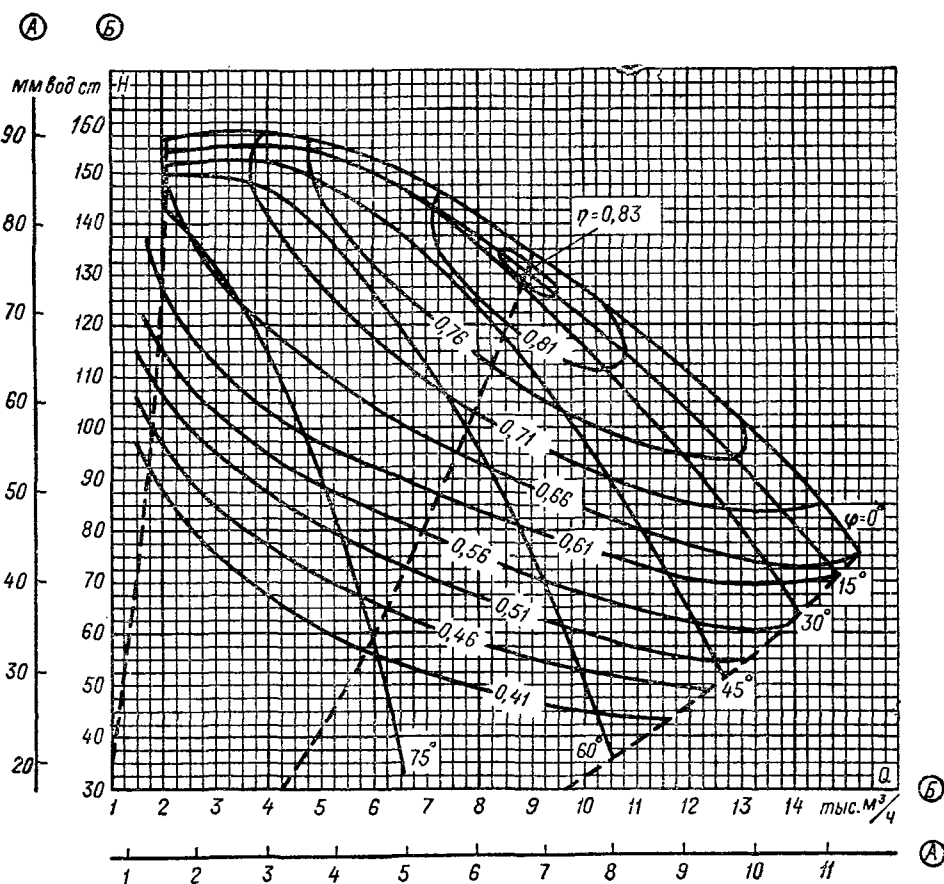


Рис. VII-70. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-9

$t = 30^\circ \text{C}$, шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$

Рис. VII-71. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-10
 $t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$

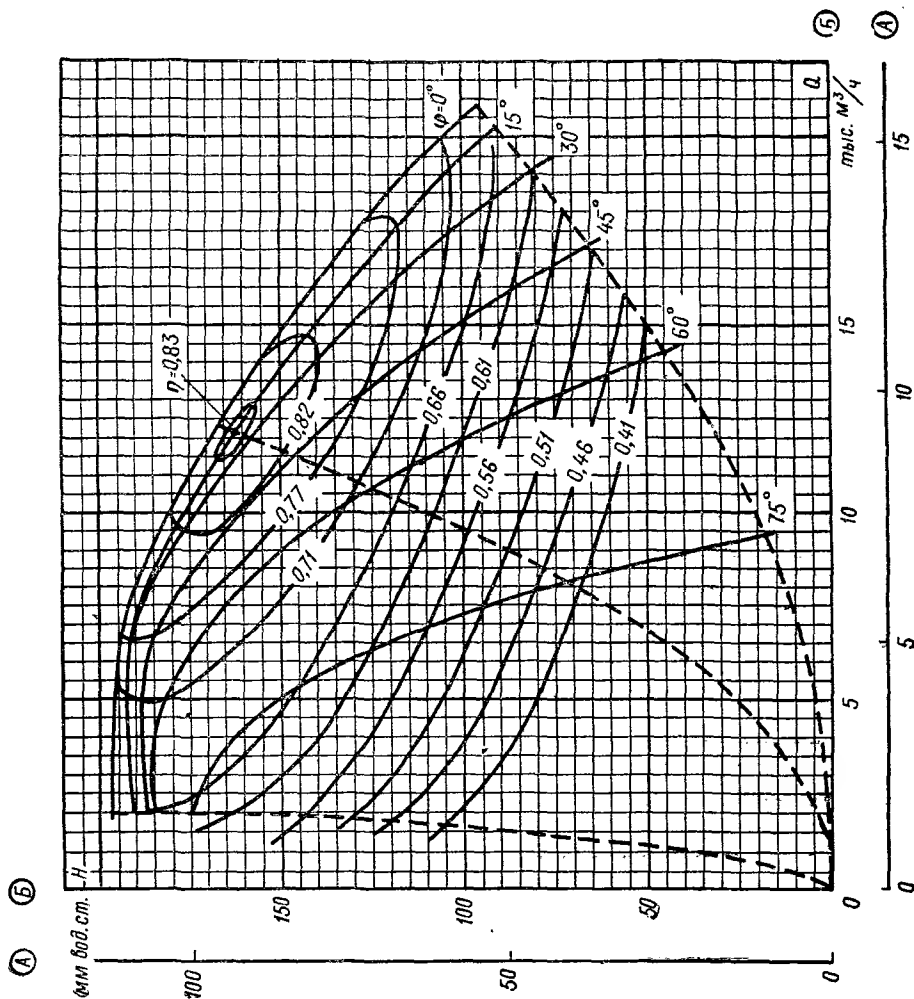


Рис. VII-72. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-11,2 $t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$

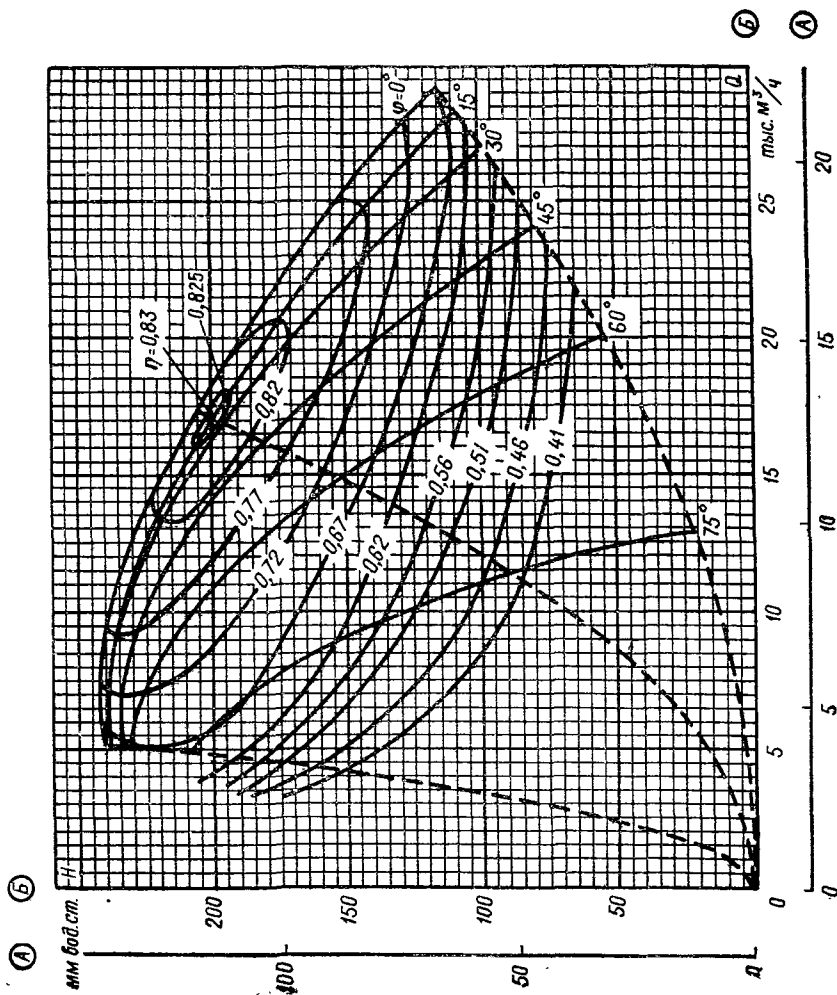
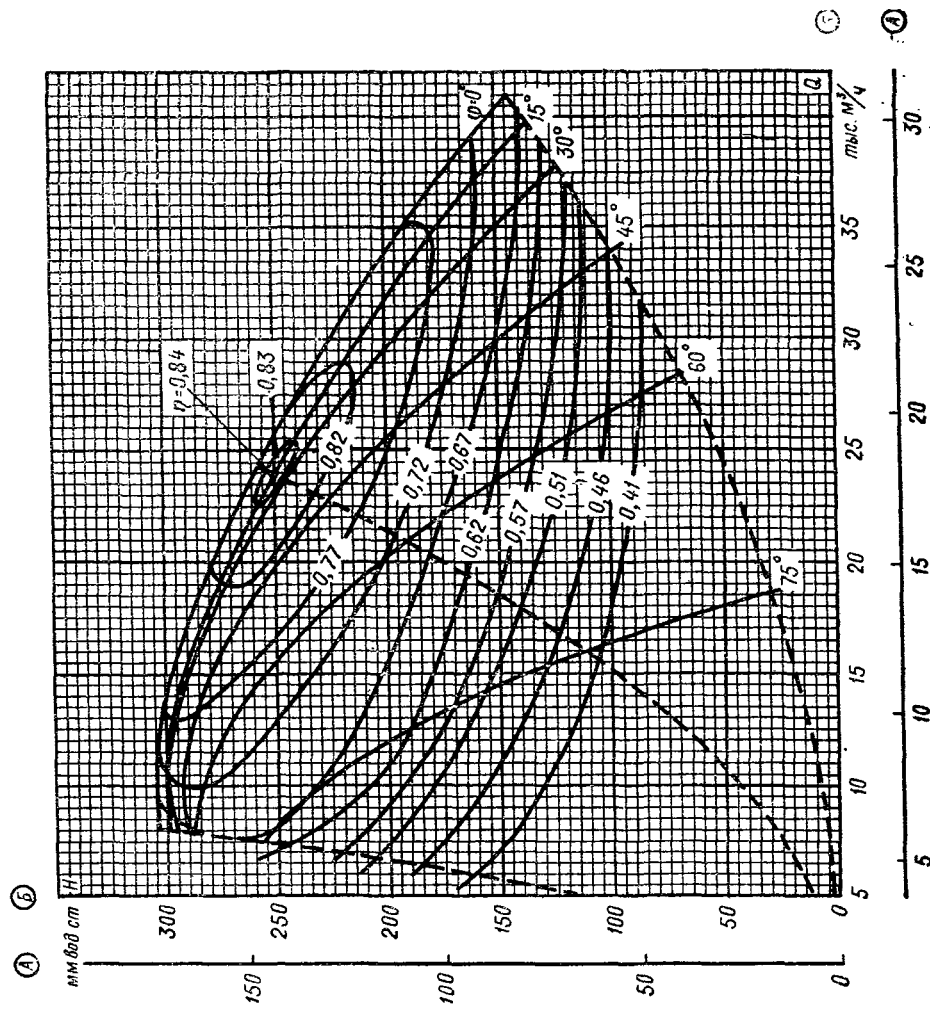


Рис. VII-73. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-12,5
 $t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$



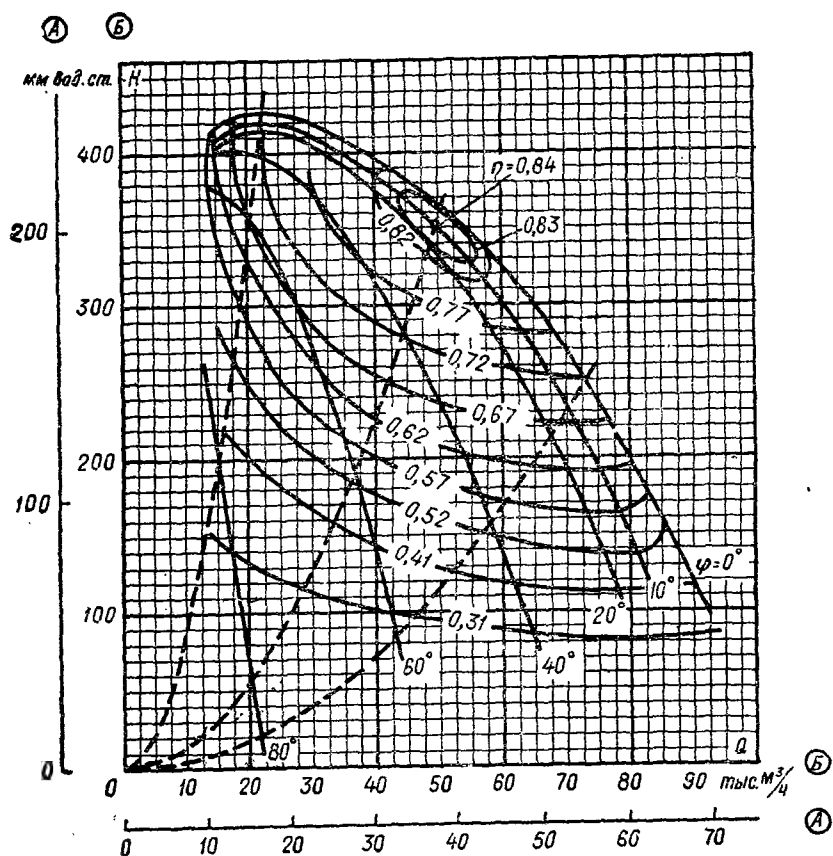


Рис. VII-74. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-15

$t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$

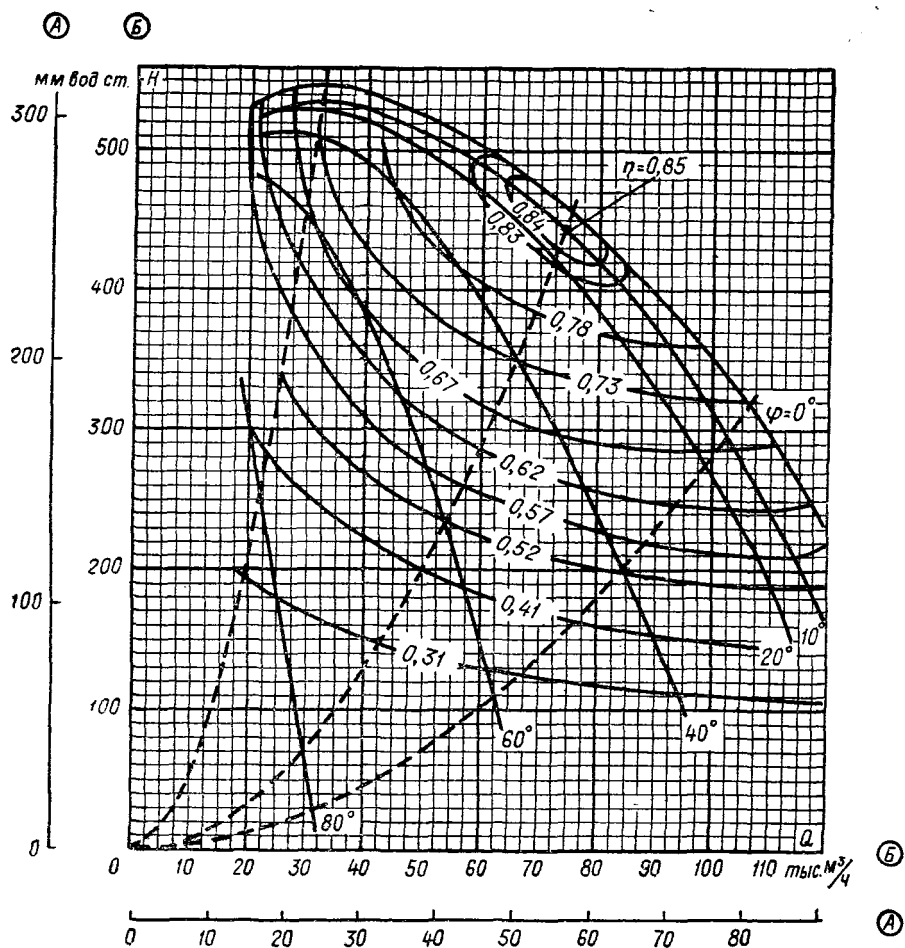


Рис. VII-75. Аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора одностороннего всасывания ВДН-17

$t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$

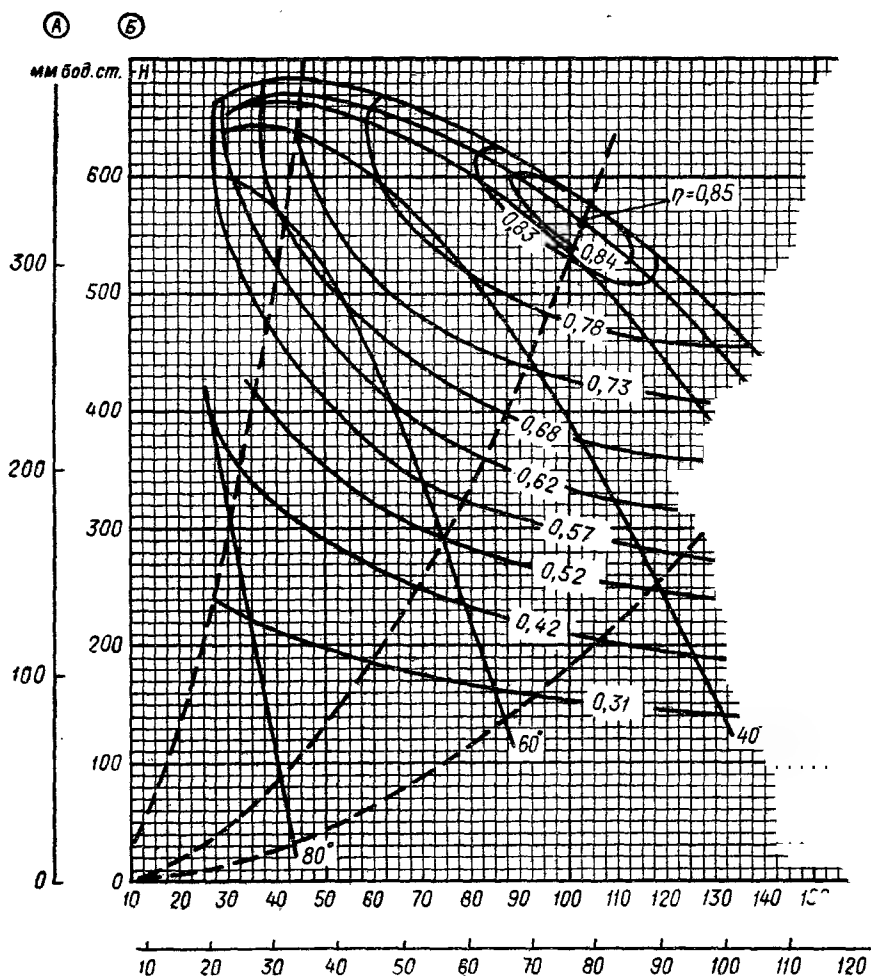


Рис. VII-76. Аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора одностороннего всасывания ВДН-19

$t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$

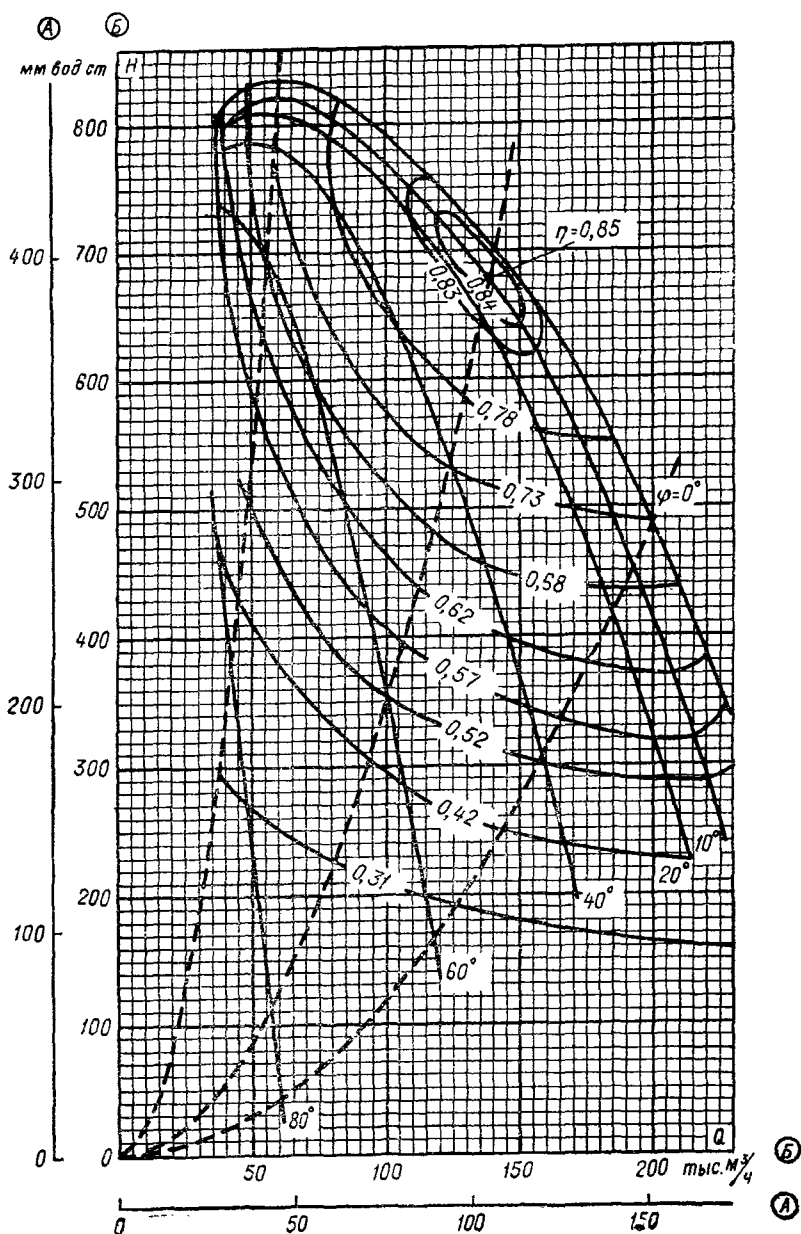


Рис. VII-77. Аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора одностороннего всасывания ВДН-21

$t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$

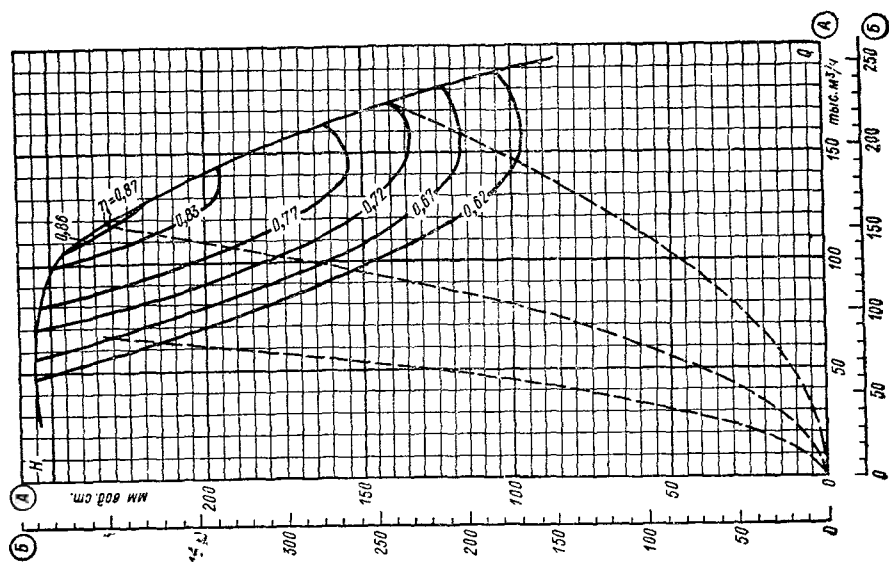


Рис. VII-79. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-18-II
 $t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$

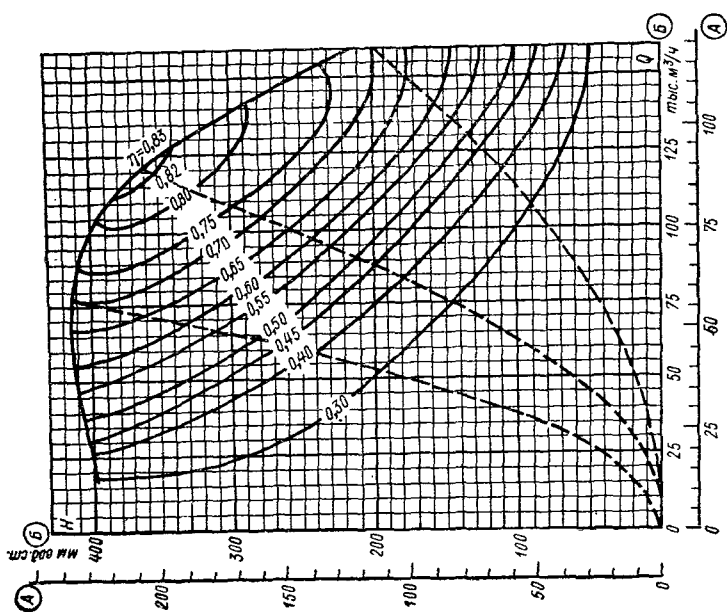


Рис. VII-78. Аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора одностороннего всасывания ВДН-18-IV
 $t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$

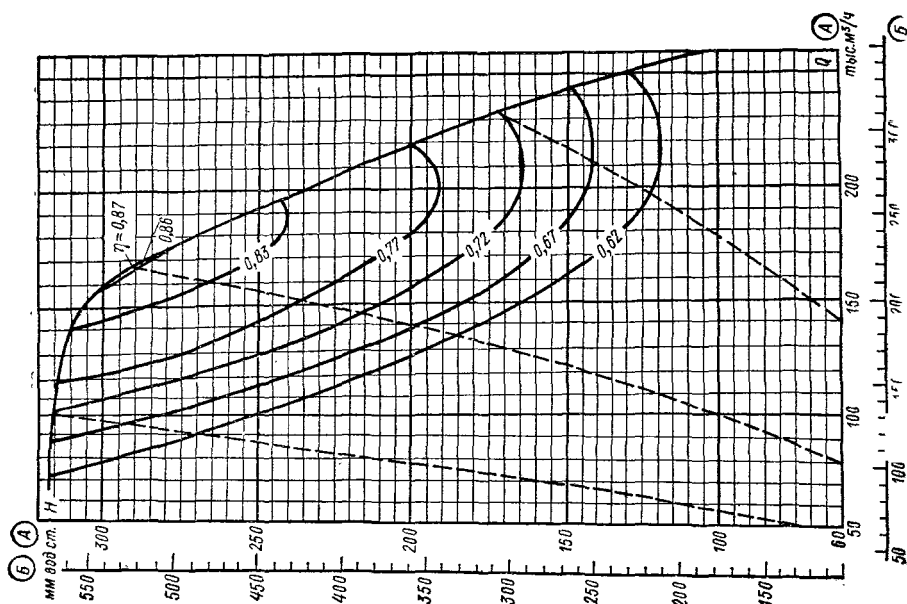


Рис. VII-81. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-20-II
 $t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$

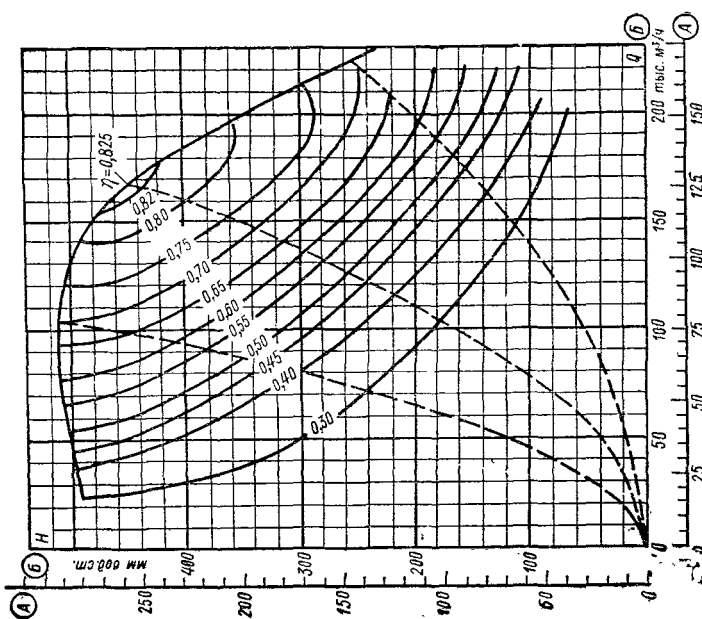


Рис. VII-80. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-20-III
 $t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 740 \text{ об/мин}$, Б для $n = 980 \text{ об/мин}$

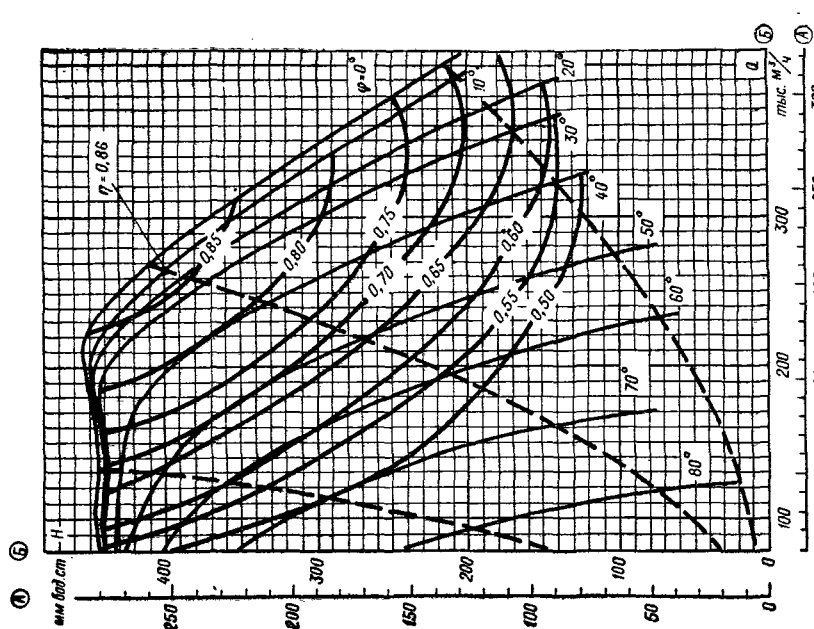


Рис. VII-83. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-24-11у

$t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 590 \text{ об/мин}$, Б для $n = 740 \text{ об/мин}$

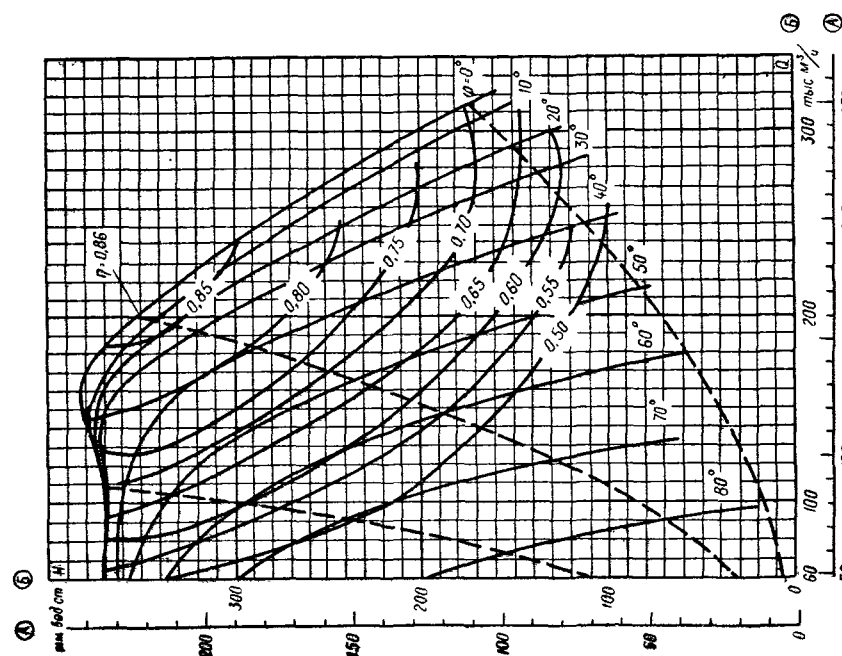


Рис. VII-82. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-22-11у

$t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 590 \text{ об/мин}$, Б для $n = 740 \text{ об/мин}$

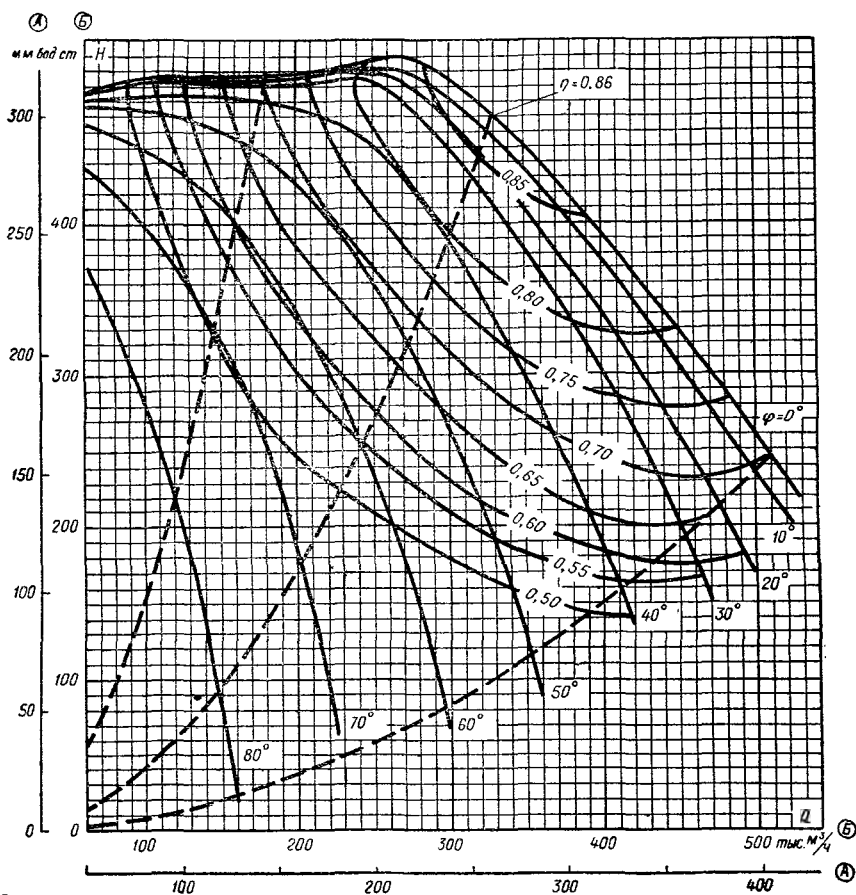


Рис. VII-84. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-26-Иу

$t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 590 \text{ об/мин}$, Б для $n = 740 \text{ об/мин}$

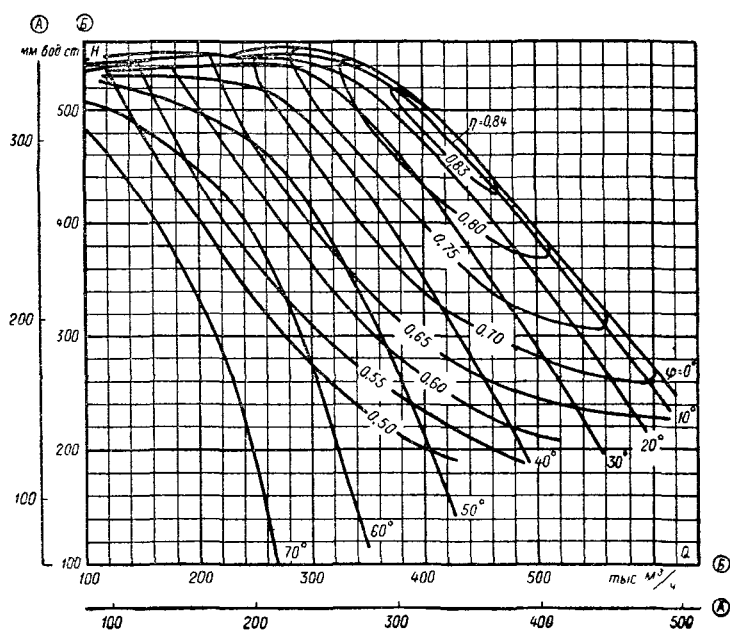


Рис. VII-85. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-28-Иу

$t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 590 \text{ об/мин}$, Б для $n = 740 \text{ об/мин}$

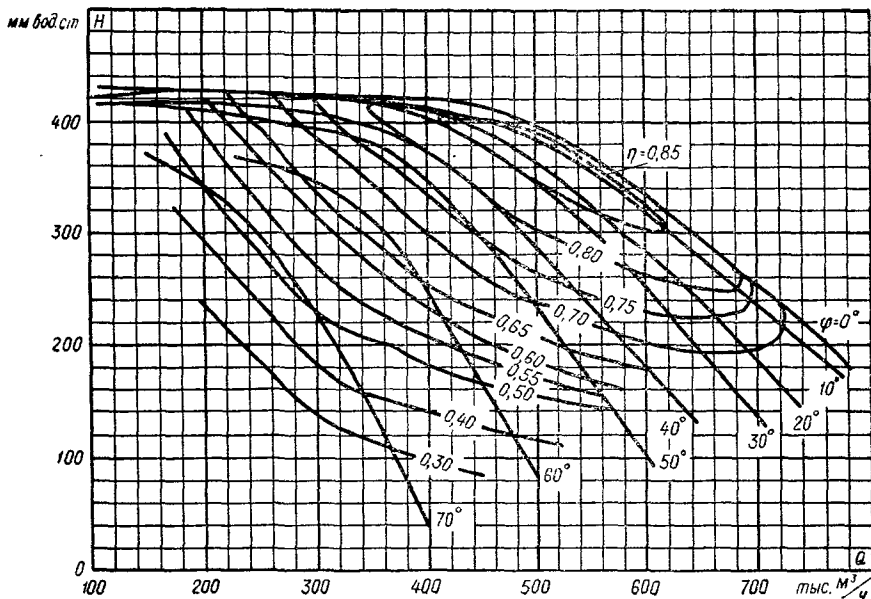


Рис. VII-86. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора двустороннего всасывания ВДН-24×2-Иу

$t = 30^\circ \text{C}$; $n = 740 \text{ об/мин}$

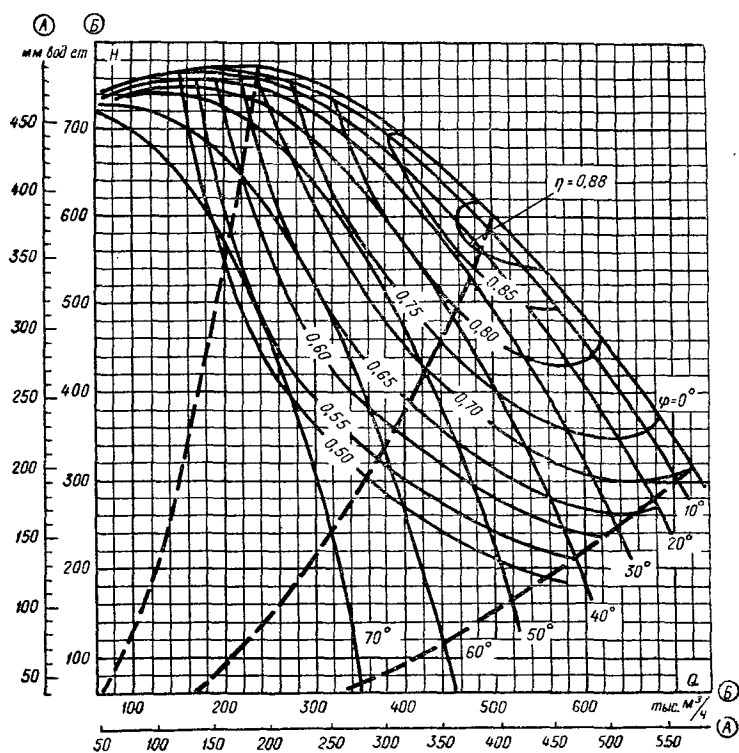


Рис. VII-87. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВДН-32Б

$t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 590 \text{ об/мин}$, Б для $n = 740 \text{ об/мин}$

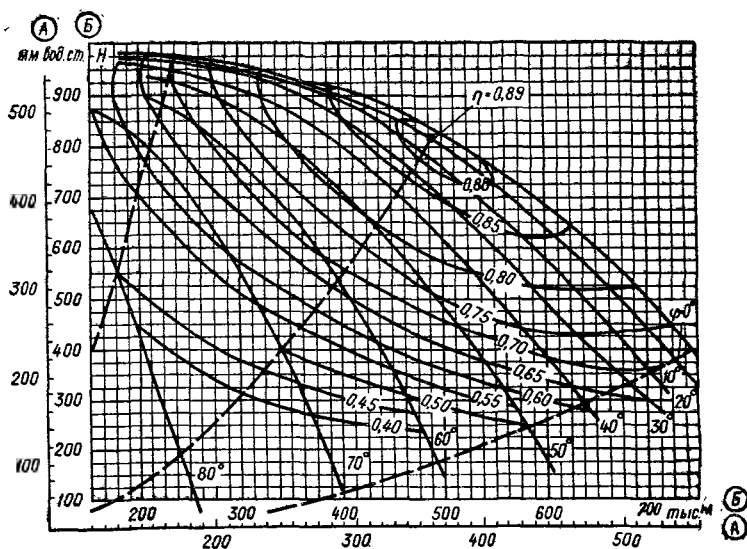


Рис. VII-88. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора двустороннего всасывания ВДН-25×2

$t = 30^\circ \text{C}$; шкалы А для $n = 740$ об/мин, Б для $n = 980$ об/мин

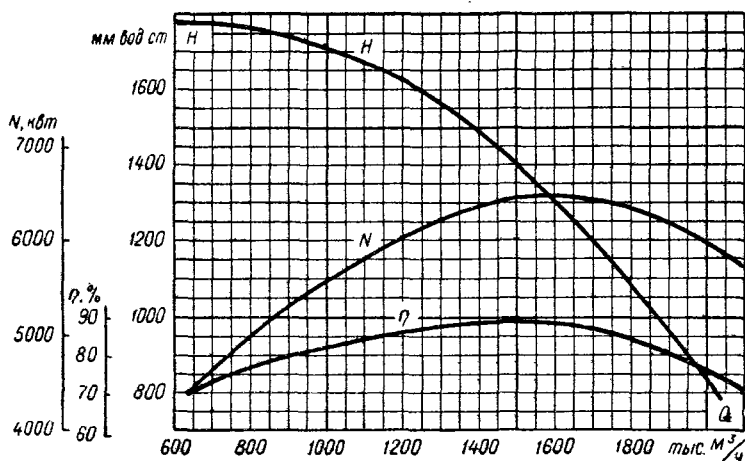


Рис. VII-89. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора двустороннего всасывания ВДН-36×2

$t = 30^\circ \text{C}$; $n = 920$ об/мин

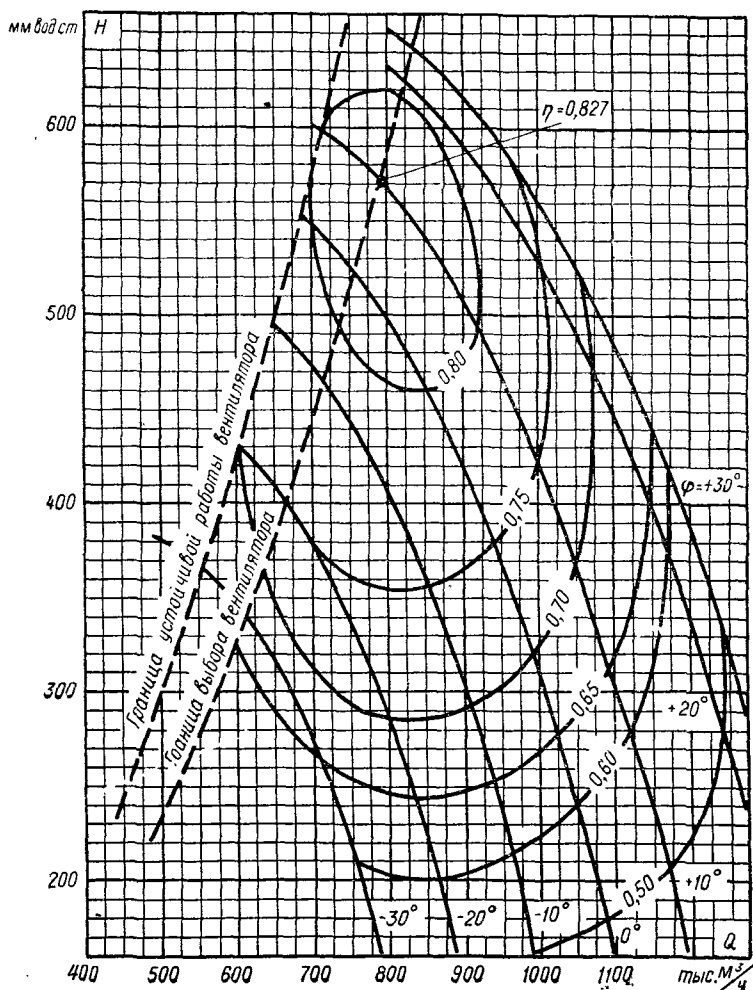


Рис. VII-90. Аэродинамическая характеристика осевого дутьевого вентилятора ВДОД-31,5
 $t = 30^\circ \text{C}$, $n = 590 \text{ об/мин}$

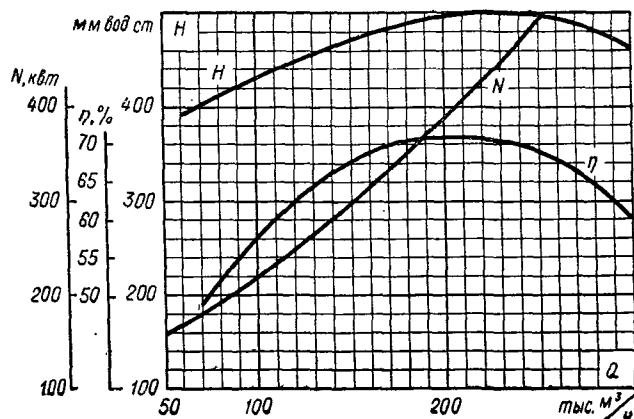


Рис. VII-91. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа рециркуляции газов одностороннего всасывания ГД-20-500у
 $t = 400^\circ \text{C}$, $n = 980 \text{ об/мин}$

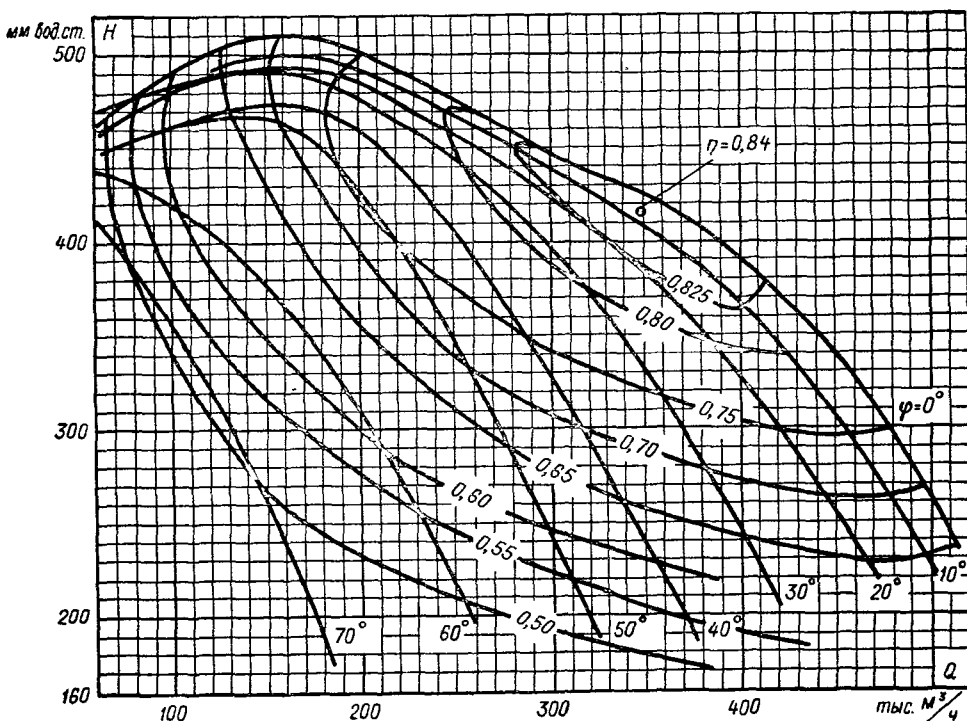


Рис. VII-92. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа рециркуляции газов одностороннего всасывания ГД-31

$t = 365^\circ \text{C}$, $n = 740 \text{ об/мин}$

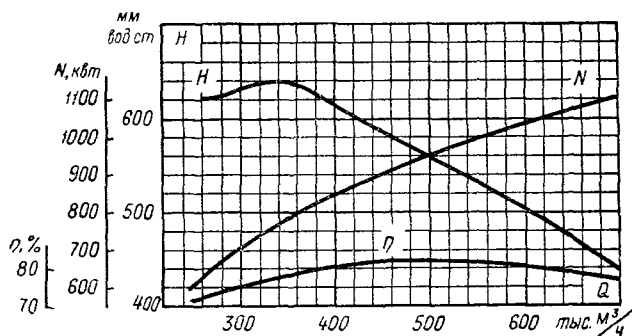


Рис. VII-93. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа рециркуляции газов двустороннего всасывания ГД-26x2

$p_{\text{бар}} = 777 \text{ мм рт. ст.}$, $t = 345^\circ \text{C}$, $n = 980 \text{ об/мин}$

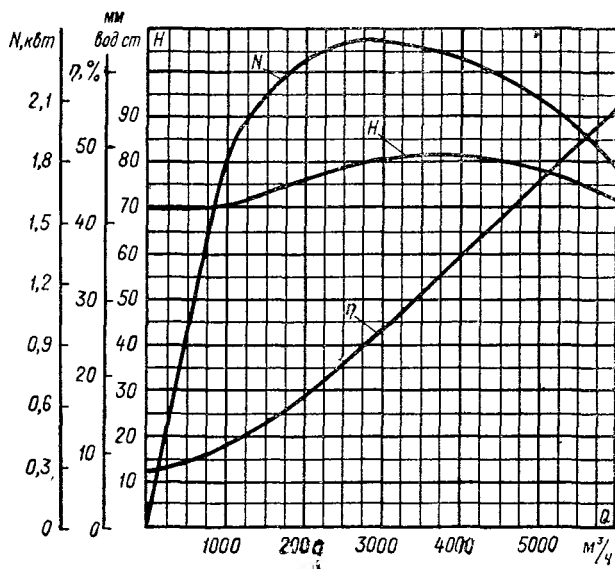


Рис. VII-94. Аэродинамическая характеристика центробежного дымососа одностороннего всасывания Д-3,5
 $t = 350^\circ \text{C}$, $n = 1500 \text{ об/мин}$

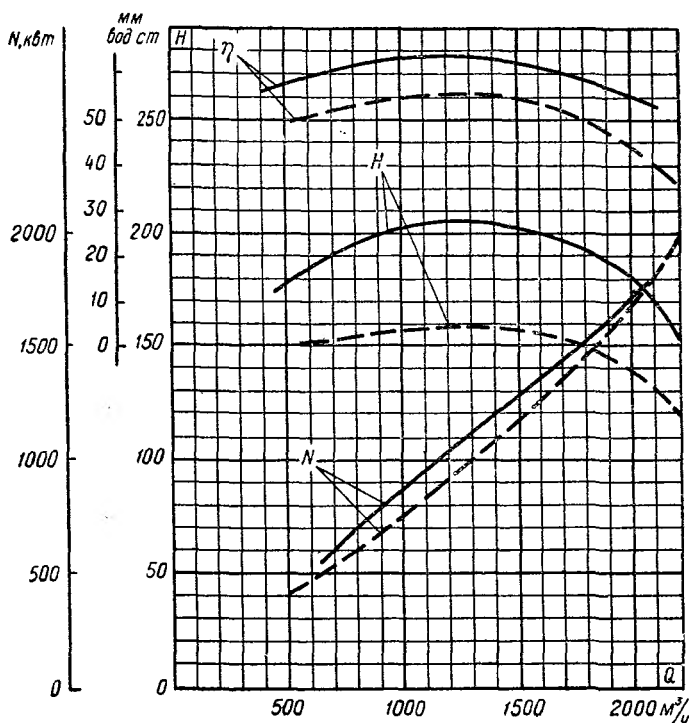


Рис. VII-95. Аэродинамическая характеристика центробежного дутьевого вентилятора одностороннего всасывания ВД-2,7

$r_{\text{бар}} = 770 \text{ мм рт. ст.}$; $t = 24^\circ \text{C}$; $n = 2850 \text{ об/мин}$

Сплошные линии — при установке конического диска с лопатками из пластмассы, штриховые — при установке колеса с плоскими дисками и металлическими лопатками

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3	Глава третья. Расчет воздушного тракта	42
Таблица перевода принятых единиц измерения в единицы СИ	4	3-А. Общие положения	42
Глава первая. Основные расчетные формулы	5	3-Б. Сопротивление воздухопровода холодного воздуха	42
1-А. Основные положения	5	3-В. Сопротивление калориферов	43
1-Б. Сопротивление трения	7	3-Г. Сопротивление воздухоподогревателей	43
1-В. Сопротивление поперечно омываемых пучков труб	12	3-Д. Сопротивление воздухопроводов горячего воздуха	46
1-Г. Местные сопротивления	16	3-Е. Сопротивление топочных устройств	46
1-Д. Определение общих исходных данных	22	3-Ж. Самотяга	48
Глава вторая. Расчет газового тракта	24	3-З. Перепад полных давлений по тракту	48
2-А. Общие указания	24	Глава четвертая. Выбор дымососов и вентиляторов	49
2-Б. Сопротивление поворота газов на выходе из топочной камеры	25	4-А. Основные положения	49
2-В. Сопротивление змеевиковых пакетов (перегреватели, гладкотрубные экономайзеры и переходные зоны) и ширмовых поверхностей	25	4-Б. Регулирование	52
2-Г. Сопротивление котельных пучков	26	4-В. Мощность приводного двигателя	53
2-Д. Сопротивление пучков труб ребристых, плавниковых и мембранных экономайзеров	29	4-Г. Характеристики дутьевых вентиляторов и дымососов	54
2-Е. Сопротивление воздухоподогревателей	29	ПРИЛОЖЕНИЕ I. Условные обозначения	55
2-Ж. Сопротивление газопроводов	31	ПРИЛОЖЕНИЕ II. Физические характеристики газов, используемые в аэродинамическом расчете	56
2-З. Сопротивление золоуловителей	33	ПРИЛОЖЕНИЕ III. Некоторые указания по проектированию элементов газозвдушного тракта котельных установок	57
2-И. Сопротивление дымовой трубы при искусственной тяге	36	III-А. Газозвдушный тракт установки	57
2-К. Самотяга	37	III-Б. Об учете и уменьшении аэродинамических неравномерностей	57
2-Л. Перепад полных давлений по тракту	38	III-В. Газозвдухопроводы, их узлы и элементы	58
2-М. Расчет дымовой трубы при естественной тяге	40	III-Г. Регулирование расхода газов или воздуха	72
2-Н. Особенности расчета котлов под наддувом и ВПГ, котлов с рециркуляцией газов или воздуха и котлов с параллельными газоходами	40	III-Д. Золоуловители	73
		III-Е. Дымовые трубы	91
		III-Ж. Типоразмеры и основные конструктивные данные дутьевых вентиляторов и дымососов	100

III-3. Устойчивость работы вентиляторных машин при одиночной и параллельной установке их в газовоздушном тракте	121	котлом производительностью 500 т/ч при работе под наддувом	144
ПРИЛОЖЕНИЕ IV. Упрощенная методика пересчета сопротивления по газу или воздуху	125	V-Г. Пример пересчета сопротивления установки по упрощенной методике	159
ПРИЛОЖЕНИЕ V. Примеры аэродинамического расчета котельных установок	127	V-Д. Указания для расчета сопротивления некоторых сложных узлов	161
V-A. Общие указания для выполнения расчетов	127	ПРИЛОЖЕНИЕ VI. Примеры выбора тягодутьевых машин и проверки устойчивости параллельной работы машин	164
V-B. Пример расчета котельной установки с пылеугольным котлом большой мощности при работе с уравновешенной тягой	127	VI-A. Пример выбора дымососа	164
V-B. Пример расчета котельной установки с газомазутным		VI-B. Пример проверки устойчивости параллельной работы машин осевого и центробежного типа	166
		ПРИЛОЖЕНИЕ VII. Расчетные таблицы и графики	172

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Редактор *В. В. Лебедева*

Художественный редактор *Г. А. Гудков*

Технический редактор *Г. Г. Самсонова*

Корректор *Н. И. Николаева*

ИБ № 713

Сдано в набор 9/XII 1976 г. Подписано к печати 20/V 1977 г.
М-21372. Формат 70×108¹/₁₆. Бумага типографская № 2
Усл. печ. л. 22,4. Уч.-изд. л. 24,23. Тираж 20 000 экз.
Зак. 1417 Цена 1 р. 60 к.

Ленинградское отделение издательства
«Энергия» 192041 Ленинград, Марсово поле, 1

Ленинградская типография № 6 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
193144, Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10